

**Universidade Federal de Santa Catarina
Curso de Graduação em Engenharia Sanitária e Ambiental**

**ANÁLISE DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM UMA ADUTORA
UTILIZANDO O MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS**

Pedro Antonio Masiero Junior

**Florianópolis, (SC)
Novembro/2008**

**Universidade Federal de Santa Catarina
Curso de Graduação em Engenharia Sanitária e Ambiental**

**ANÁLISE DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM UMA ADUTORA
UTILIZANDO O MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS**

Pedro Antonio Masiero Junior

Trabalho apresentado à Universidade
Federal de Santa Catarina para Conclusão
do Curso de Graduação em Engenharia
Sanitária e Ambiental

Orientador
Prof. Dr. Peter Batista Cheung

Florianópolis, (SC)
Novembro/2008

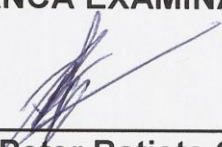
**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA SANITÁRIA E
AMBIENTAL**

**ANÁLISE DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM UMA ADUTORA
UTILIZANDO O MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS**

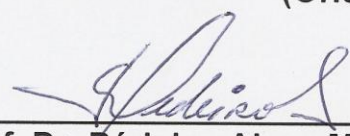
PEDRO ANTONIO MASIERO JUNIOR

**Trabalho submetido à Banca Examinadora como parte dos
requisitos
para Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia Sanitária e
Ambiental–TCC II**


BANCA EXAMINADORA



**Prof. Dr. Peter Batista Cheung
(Orientador)**



Prof. Dr. Péricles Alves Medeiros



Engº Ronnie Carl Militão de Mello

**FLORIANÓPOLIS, (SC)
NOVEMBRO/2008**

RESUMO

Durante a operação e manutenção de sistemas de abastecimento de água são necessárias diversas manobras em válvulas, bombas, reservatórios e canalizações. Em muitos casos estas manobras causam alterações súbitas no regime de escoamento da água nos condutos. Estas variações súbitas podem gerar fenômenos conhecidos como transientes hidráulicos, os quais, em casos extremos podem trazer conseqüências desastrosas como o rompimento ou colapso de tubulações. Este trabalho discute a importância da prevenção da ocorrência destes fenômenos, a necessidade de sua avaliação nas fases iniciais de projeto através de simulações e modelagem matemática e busca apresentar uma ferramenta computacional capaz de realizar estas tarefas, já que com esta atitude pode-se evitar gastos e grandes transtornos com o rompimento de tubulações e conseqüente desabastecimento de comunidades inteiras.

ABSTRACT

During the operation and keeping of fresh water distribution systems are necessary several maneuvers with valves, reservoirs, pumps and pipes. In many cases these operations cause sudden changes in flow conditions and may cause the phenomenon known as the hydraulic transients, which in extreme cases may cause catastrophic consequences such as the pipe collapse or burst. This essay discusses the importance of prevention of such phenomenon, the necessity of a previous evaluation of it's occurrence in the initial steps of a project through simulations and mathematical analysis. The main purpose was to find a computational routine capable of helping with these tasks aiming the prevention and understanding of the problems due to hydraulic transients.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	6
2. OBJETIVOS.....	8
2.1. Objetivos Principais	8
2.2. Objetivos específicos	8
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	9
3.1. FENÔMENOS TRANSIENTES	9
3.2. PRINCIPAIS CONSEQUÊNCIAS DOS TRANSIENTES	12
3.2.1. Pressão máxima e mínima no sistema	13
3.2.2. Condições de Vácuo	13
3.2.3. Cavitação.....	13
3.2.4. Separação da Coluna Líquida	14
3.2.5. Vibrações.....	14
3.2.6. Implicações Quanto à Qualidade da Água.....	15
3.3. ESTUDO DOS TRANSIENTES HIDRÁULICOS NO SANEAMENTO	15
3.4. GOLPE DE ARÍETE.....	16
3.4.1. DESCRIÇÃO DO FENÔMENO DO GOLPE DE ARÍETE.....	17
3.5. ANÁLISE DOS TRANSIENTES.....	20
3.5.1. Métodos de Análise.....	21
3.5.1.1. Método Aritmético	21
3.5.1.2. Método Gráfico.....	22
3.5.1.3. Método das Características	22
3.5.1.4. Método Algébrico	22
3.5.1.5. Método de Análise Linear.....	23
3.5.1.6. Método Implícito	23
3.5.1.7. Métodos Simplificados de Análise.....	23
3.6. NORMAS E PARÂMETROS DE PROJETO.....	24
3.6.1. NBR 12214/1992 – Projeto de Sistema de Bombeamento de Água para Abastecimento Público.....	25
3.6.2. NBR 12215/1991 – Projeto de Adutora de Água para Abastecimento Público	25

3.6.2.1.	Condições de Operação.....	25
3.6.2.2.	Pressões Máximas.....	26
3.6.2.3.	Pressões Mínimas	27
3.6.2.4.	Análise e Dimensionamento do Golpe de Aríete Segundo a NBR 12215/1991 28	
3.7.	DISPOSITIVOS DE CONTROLE ANTI-GOLPE.....	29
3.7.1.	Válvula de Retenção.....	31
3.7.2.	By-pass	32
3.7.3.	Tanque Alimentador Unidirecional (TAU) - Feed Tank	32
3.7.4.	Reservatório de Ar Comprimido ou Hidropneumático (RHO)	33
3.7.5.	Válvulas de Admissão e Saída de Ar	34
3.7.6.	Chaminé de Equilíbrio.....	35
3.7.7.	Volante de inércia.....	36
4.	METODOLOGIA	38
4.1.	Equacionamento dos Fenômenos Transientes	38
4.2.	Equação do Movimento	38
4.3.	Equação da continuidade.....	40
4.4.	Método das Características	42
4.4.1.	Descrição do Método das Características	43
4.5.	Algoritmo Cálculo Básico de Transientes	47
5.	RESULTADOS.....	49
5.1.	Primeiro Caso – Variando o Fator de Atrito	50
5.2.	Segundo Caso – Variando Fator de Atrito e o Comprimento da Tubulação.....	59
5.3.	Terceiro Caso – Variando Fator de Atrito, o Comprimento da Tubulação e Diâmetro da Tubulação	66
6.	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	82
7.	CONCLUSÃO	84
8.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	85

9. APÊNDICES.....	87
1. Programa em linguagem FORTRAN Executado pelo Compilador FORCE 3.0.....	87
2. Saída Ilustrativa do programa em arquivo.dat	89

1. INTRODUÇÃO

Um dos grandes desafios dos engenheiros responsáveis pelo abastecimento de água nas cidades é a manutenção de um sistema eficiente que possa suprir as necessidades da população em termos de pressão e vazão. Para tanto, são projetadas complexas redes de distribuição que dependem da operação adequada de bombas, válvulas, reservatórios, entre outros dispositivos, além é claro, do perfeito estado da tubulação.

As manobras realizadas em válvulas, partidas e desligamentos das bombas de recalque, mudanças na demanda e de nível de reservatórios causam mudanças de estado do escoamento na tubulação. O escoamento inicialmente em regime permanente, passa por um estado transitório até atingir outro estado permanente de escoamento.

Durante este estado transitório ocorrem os chamados transientes hidráulicos, fenômenos também conhecidos por golpe de aríete para sistemas de água, quando são consideradas a compressibilidade da água e a elasticidade da tubulação.

Os transientes hidráulicos consistem em ondas de pressão que se movem rapidamente ao longo de uma tubulação, causando elevações ou quedas de pressão de grande ou pequena magnitude. Quando de pequena magnitude na maioria dos casos as variações de pressão podem ser desprezadas, entretanto em alguns casos sua influência é muito significativa, podendo gerar consequências desastrosas, inclusive pondo em risco vidas humanas.

Variações de pressão de grande magnitude geram diversos problemas. Quando por consequência de um evento transitório são geradas sobre-pressões, são criadas tensões elevadas nas paredes da tubulação que podem vir a rompê-la ou mesmo gerar a fragilização das paredes dos condutos com a repetição destes fenômenos. Já quando há ocorrência de sub-pressões, é possível chegar-se a níveis de pressão de tal forma inferiores à pressão atmosférica que pode ocorrer o achatamento das canalizações, mesmo as confeccionadas com materiais muito resistentes.

Outra consequência dos fenômenos transientes em sistemas de adução pode ser a contaminação da água devido ao desprendimento de impurezas e de microorganismos incrustados nas paredes da tubulação. Além disso, as perdas de água, os transtornos gerados pelo desabastecimento e os gastos despendidos nos reparos do sistema oneram significativamente as companhias de água, e ainda mobilizam grandes equipes de técnicos e canteiros de obras que acarretam os mais diversos inconvenientes.

Entretanto há diversas formas de se proteger os sistemas quanto à ocorrência de transientes hidráulicos e um grande número de técnicas e dispositivos anti-golpe são utilizados com este fim.

A operação correta dos acessórios das redes e a alocação de dispositivos anti-golpe em pontos críticos do sistema minimizam muito os riscos de acidentes por conta dos transientes hidráulicos.

A identificação dos pontos críticos do sistema pode ser realizada já na etapa de concepção do sistema por meio de técnicas matemáticas de simulação dos transientes. Através de técnicas computacionais pode-se obter um modelo das condições de escoamento nos condutos e das operações realizadas para garantir o abastecimento, tornando possível a identificação dos pontos de maior influência dos transientes de forma a minimizá-las.

Estes modelos podem ser criados utilizando o método das características, como recomendado por uma extensa bibliografia e pela norma NBR 12215/1991, que consiste em uma técnica numérica de solução das equações derivadas parciais sem solução analítica, como no caso dos transientes.

A utilização do método das características possui inúmeras vantagens, entre elas sua grande acuidade, fácil programação e simplicidade na representação de modelos complexos.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivos Principais

Este trabalho visa desenvolver uma ferramenta computacional para simular os fenômenos transientes hidráulicos em uma adutora de água.

2.2. Objetivos específicos

Consistem em objetivos específicos deste trabalho os itens que são descritos abaixo:

- Realizar levantamento bibliográfico das características, dispositivos de controle e técnicas de simulação existentes (numéricas, analíticas e gráficas) para os transientes hidráulicos;
- Implementar um algoritmo para se modelar os transientes hidráulicos em um sistema reservatório/tubulação/válvula baseado no método das características;
- Comparar os resultados obtidos com o algoritmo desenvolvido variando parâmetros de cálculo.
- Comparar resultados do algoritmo com os métodos simplificados de cálculo de sobre-pressões, constituídos pelas fórmulas de Alliévi e Michaud.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. FENÔMENOS TRANSIENTES

Em sistemas de distribuição de água é comum a utilização de sistemas de controle de fluxo, tais como a abertura e fechamento de válvulas ou partidas e paradas de bombas. Quando essas operações são realizadas de maneira muito rápida, elas podem causar os transientes hidráulicos, fenômenos que podem resultar em sérios danos ao sistema (AMOAHA e ELBASHIR, 2007).

Segundo STREETER e WYLIE (1978), se o ajuste das válvulas ou das condições de fluxo for suficientemente lento, podem-se manter as mudanças de pressão sob controle. Entretanto, ajustes lentos de válvulas muitas vezes podem dificultar os processos de manobra de sistemas de abastecimento, de forma que é desejável que se possa realizar ajustes rápidos mantendo-se os transientes dentro de limites aceitáveis.

Apesar dos transientes algumas vezes trazerem grande complexidade na sua avaliação, um exemplo bem simples, como o fechamento de uma válvula, pode descrever todos os fenômenos de transientes em sistemas hidráulicos.

Neste caso, o fechamento rápido de uma válvula converte a energia cinética de um fluido em movimento em energia de deformação, gerando um pulso de pressão que viaja do ponto de fechamento para a tubulação. O som que algumas vezes é gerado pelo fenômeno (golpe de aríete) indica que a energia cinética originária do movimento do fluido não é convertida somente em energia de deformação, como também em energia sonora. Esta energia sonora, bem como outras fontes de perda de energia (inclusive perdas por atrito), faz com que as ondas de pressão dos transientes gradualmente diminuam até que se atinjam novas condições de escoamento em estado permanente (BOULOS et al., 2005).

O interesse em se calcular os fenômenos do golpe de aríete teve início na Europa no fim do século XIV e início do século XX com os estudos de Ménébré (1858 e 1862), Michaud (1878), Von Kries (1883), Frinzel (1898), Joukowski (1900) e Alliévi (1902 e 1913).

As análises criadas por Joukowski e Alliévi constituem as bases da teoria clássica do golpe de aríete onde a carga máxima (H) em uma tubulação pode ser calculada por $H = aV/g$, sendo a a celeridade, V a velocidade média do fluido na seção e

g a aceleração da gravidade. Entretanto Michaud apresentou um tratado sobre transientes hidráulicos em 1878 estudando a influência do fechamento de válvulas com o cálculo da carga hidráulica consistindo em $H = 2VX/gt$, onde V é a velocidade na seção, X o comprimento da tubulação, g a aceleração da gravidade e t o tempo de fechamento das válvulas. As teorias de Michaud foram posteriormente adaptadas por Alliévi em 1902.

Após as publicações de Alliévi em 1902, Strickler conduziu com sucesso experimentos no cálculo dos transientes hidráulicos em 1913. Ele analisou a influência da variação da seção de saída de uma tubulação e neste ponto concluiu que as perdas de carga e a influência do atrito eram insignificantes para aplicações técnicas da fórmula de Alliévi.

Muitos anos mais tarde, Schnyder desenvolveu um método para o cálculo dos transientes hidráulicos. Este método foi chamado de Schnyder-Bergeron em 1932 e constitui um método gráfico para solução dos transientes conhecendo-se algumas condições de um sistema. Assim poder-se-ia calcular a pressão e a velocidade em um sistema a partir de um gráfico conhecendo-se posições iniciais e determinado as posições em estudo. Este método tornou-se bastante popular e foi o principal método de cálculo dos transientes hidráulicos até o advento dos computadores.

A partir da popularização do uso dos computadores na década de 70 o método gráfico de Schnyder-Bergeron foi substituído por outros métodos, como o das características e termos antes negligenciados com o fator de atrito e a compressibilidade do fluido foram inseridos no cálculo melhorando os resultados.

Como visto numa análise histórica do estudo dos transientes hidráulicos, estes fenômenos resultantes das variações de escoamento são geralmente relacionados a manobras com válvulas hidráulicas, mas podem também ocorrer por operações com bombas, mudanças bruscas de demandas, mudanças nas condições de transmissão, preenchimento ou esvaziamento de tubulações, mudanças de pressões em reservatórios, entre outros casos, que ocasionam a mudança de um estado permanente de escoamento para outro estado permanente (BOULOS et al, 2005).

Quando o estado permanente de escoamento em um sistema é alterado, os valores de velocidade e pressão ao longo da tubulação mudam ao longo do tempo, até que novas condições de fluxo sejam atingidas com novo estado permanente (AMOAHI e ELBASHIR, 2007).

BOULOS et al. (2005) explica que as ondas de pressão criadas no momento de mudança do regime de escoamento viajam na velocidade do som, que dependerá das propriedades elásticas da água e da tubulação, como por exemplo o material do qual a tubulação é feita e a espessura das paredes.

De acordo com TSUTYIA (2006), estas ondas de pressão e as variações de vazão propagam-se, ao longo da tubulação desde seu ponto de origem, como uma onda de choque e seus efeitos são, via de regra, tão mais pronunciados quanto mais rápidas sejam estas variações.

Conforme as ondas se propagam ao longo da tubulação há constante variação pressão e vazão até que o fluxo seja novamente estabilizado em decorrência das perdas de energia devido ao atrito e outros fenômenos, que amortecem as amplitudes sem que os períodos das ondas sejam alterados até que o sistema atinja o repouso (TSUTYIA, 2006).

A Figura 1 mostra a evolução da pressão ao longo do tempo a partir do fechamento de uma válvula com intervalo de operação Δt . Em um ponto X à jusante da válvula é representada a variação de pressão P ao longo do tempo t , sendo P_i a pressão inicial e P_f a pressão ao final do fenômeno transiente. Observa-se também a variação entre as pressões mínimas e máximas representadas por P_{max} e P_{min} .

Segundo BOULOS et al. (2005), os transientes constituem mecanismos de ajuste das condições de fluxo em sistemas hidráulicos, e estes eventos em sistemas de distribuição de água são inevitáveis e de ocorrência natural. Porém, podem também ser muitos severos, possivelmente causando estragos e gastos consideráveis.

Os distúrbios criados pelas mudanças de estado de escoamento podem criar sérias consequências em sistemas hidráulicos se não avaliados com cautela. Existem numerosos casos de rompimento de tubulações que resultaram em significativas perdas nos sistemas e até de vidas humanas (MARTIN, 1999).

FRANÇA (2006) cita que “os escoamentos transitórios constituem um tema de grande interesse na engenharia hidráulica, devido principalmente às cargas de pressões que ocorrem durante o transitório e que podem ultrapassar as pressões de projeto, pondo assim em risco a estabilidade da instalação hidráulica”.

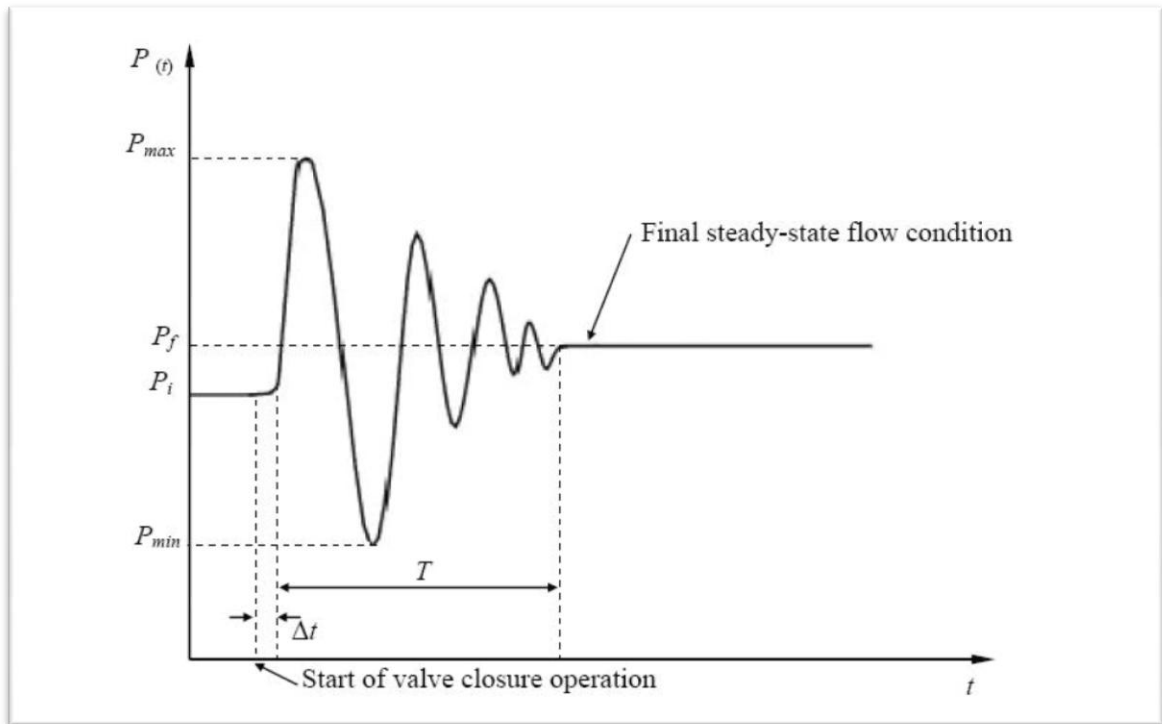


Figura 1 - Representação do transiente decorrente do fechamento de uma válvula em um ponto X a jusante da mesma. Fonte: AMOAH e ELBASHIR (2007).

Conforme TSUTYIA (2006), em situações de variação de regime permanente o sistema hidráulico sofre flutuações de pressão e vazão que podem ocasionar desde simples perturbações no seu funcionamento por um período não muito longo de tempo, até o rompimento de tubos e acessórios.

3.2. PRINCIPAIS CONSEQUÊNCIAS DOS TRANSIENTES

Os fenômenos dos transientes hidráulicos se não propriamente analisados e considerados, podem criar sérios distúrbios em um sistema de distribuição de água. Todo o sistema deve ser projetado para trabalhar sob condições normais de escoamento, bem como, sob condições extremas causadas por agentes externos que possam gerar pressões muito maiores ou muito menores às condições ideais de funcionamento.

Os transientes hidráulicos podem ser muito severos, possivelmente causando danos consideráveis, desabastecimento de populações e gastos excessivos. Problemas gerados por transientes hidráulicos e suas possíveis consequências são listados abaixo.

3.2.1. Pressão máxima e mínima no sistema

Pressões máximas durante regimes transientes podem destruir tubulações, túneis, válvulas ou outros componentes, causando estragos consideráveis e algumas vezes perdas de vidas humanas. Pressões elevadas podem ainda gerar pequenas fissuras nas paredes das tubulações, romper conexões entre seções da tubulação e destruir ou causar deformações em equipamentos como válvulas e outros dispositivos de proteção das tubulações.

Muitas vezes os prejuízos não são percebidos no momento da ocorrência dos fenômenos de sobre-pressão, mas resultam em vazamentos e podem facilitar a corrosão, que após certo período pode reduzir significativamente a resistência da tubulação, e quando combinada com novos e repetidos transientes pode vir a gerar o rompimento dos condutos.

Por outro lado, pressões abaixo dos níveis de pressão atmosférica podem fazer com que as tubulações entrem em colapso (WYLIE e STREETER, 1978). Pressões excessivamente baixas podem resultar em implosão e achatamento das tubulações e derramamentos nas juntas dos tubos. As pressões negativas ocorrem normalmente à jusante de uma válvula. Estas pressões aumentam também os riscos de cavitação (AMOAHA e ELBASHIR, 2007).

3.2.2. Condições de Vácuo

Quando possível, as condições de vácuo devem ser evitadas porque elas podem criar deformações muito maiores que os que ocorrem tipicamente sob condições normais de funcionamento. Condições de vácuo podem gerar o rompimento de paredes das tubulações e blocos de ancoragem, especialmente se o sistema não foi concebido para suportar tais deformações (BOULOS et al., 2005).

3.2.3. Cavitação

A cavitação ocorre quando a pressão é reduzida ao valor da pressão de vapor a temperatura ambiente. Nessa pressão, o gás dissolvido na água é gradualmente liberado ou a água começa a se vaporizar (BOULOS et al., 2005).

Existem dois tipos distintos de cavitação, a cavitação gasosa e a cavitação de vapor (AMOA e ELBASHIR, 2007). Na cavitação gasosa há a formação de bolhas pelo ar dissolvido devido à redução da pressão abaixo da pressão de saturação.

Já na cavitação por vapor ocorre a formação e destruição de bolsas de vapor, ou cavidades preenchidas com vapor. Isto porque a pressão é tal forma baixada que a água ferve a temperatura ambiente e quando a pressão retorna ao seu valor original, a água adentra as cavidades causadas pelos gases e colide com que quer que esteja confinando a cavidade resultando numa onda de pressão. A colisão e o rompimento destas bolsas de vapor podem resultar em vibrações e pressões que podem causar ruptura ou flambagem na tubulação.

3.2.4. Separação da Coluna Líquida

Este fenômeno é muito semelhante à cavitação, sendo que quando há sub-pressão, e esta atinge valores inferiores à pressão de vapor, ocorre a formação de cavidades de vapor no interior da tubulação. Segundo TSUTIYA e ALEM SOBRINHO (1999) estas cavidades podem atingir dimensões tais que podem ocupar toda seção da tubulação, ocorrendo então a chamada separação de colunas.

A separação de colunas ocorre em pontos de cotas elevadas ou convexas no perfil da tubulação durante a passagem de ondas negativas. Ocorre então a reflexão das ondas de pressão negativa que se torna positiva, e quando da passagem destas ondas de pressão positivas nestes pontos as colunas separadas se juntam novamente, causando uma onda de choque frontal entre elas com pressões suficientes para romper as paredes da tubulação.

Uma outra possível consequência é o colapso da tubulação durante a separação das colunas, com implosão da tubulação caso a parede dos tubos seja muito fina (TSUTIYA e ALEM SOBRINHO, 1999).

3.2.5. Vibrações

Fortes vibrações hidráulicas podem danificar tubulações, equipamentos de controle e até o concreto usado nos blocos de ancoragem. A longo prazo vibrações moderadas podem induzir à fadiga de peças e tubulações (MARTIN, 1999).

3.2.6. Implicações Quanto à Qualidade da Água

A ocorrência de transientes pode causar a ressuspensão de partículas precipitadas, bem como o desprendimento de biofilme das paredes da tubulação. Outra possibilidade é a intrusão de água subterrânea contaminada por juntas mal executadas ou trechos danificados da tubulação, além da entrada de gases que possibilitam a corrosão da tubulação (BOULOS et al, 2005).

3.3. ESTUDO DOS TRANSIENTES HIDRÁULICOS NO SANEAMENTO

Muitos trabalhos têm sido publicados nos últimos anos tratando dos fenômenos dos transientes e suas consequências para sistemas de saneamento, principalmente em sistemas de abastecimento de água.

CASTRO e SANTOS (2002) desenvolveram um programa computacional para a análise do golpe de aríete em adutoras utilizando o método das características, procurando desenvolver um programa onde se pudesse verificar a influência de diversos dispositivos utilizados no controle dos transientes em sistemas de abastecimento de água simulando o desligamento de conjuntos moto-bombas. Com a realização deste trabalho os autores concluíram que a elaboração de programas para simulação de transitórios hidráulicos pelo método das características apresenta resultados satisfatórios, e que para a análise do golpe de aríete é de extrema importância o conhecimento das condições de contorno dos equipamentos do sistema.

FRANÇA (2006) procurou comparar a utilização do esquema numérico de MacCormack à utilização do método das características. Segundo as conclusões do autor as simulações feitas com o esquema numérico de MacCormack apresentam bons resultados frente às mesmas simulações realizadas utilizando-se o método das características. Segundo o autor, ambas as simulações rodaram de forma rápida embora o método de MacCormack tenha um tempo computacional ligeiramente maior. Entretanto, apesar de possuir um tempo computacional maior, o autor conclui que este último esquema se apresenta como uma alternativa viável para o cálculo dos transientes hidráulicos.

VASCONCELOS (2007) apresentou um modelo matemático para simulação de enchimento de adutora de água, atividade muito comum na operação de sistemas de abastecimento quando da necessidade de manutenção nos condutos. Quando as adutoras

são preenchidas de forma rápida, existe a possibilidade de que haja danos a adutora decorrentes de pressões transientes bastante elevadas. Estas pressões são decorrentes de bolsões de ar que ficam presos na tubulação durante seu enchimento, e podem gerar pressões tão elevadas que tornam possível o rompimento. Para se evitar a formação desses bolsões são utilizadas válvulas de ventilação que devem ser adequadamente localizadas. Para tanto, o autor criou um modelo numérico computacional que simula as etapas transientes no enchimento dos condutos de forma a indicar os pontos onde haja a tendência de formação de bolsões de ar.

Outro trabalho que pode ser citado na investigação dos transientes é o artigo apresentado por LAMBERT et al (2005). Os autores estudaram os efeitos de obstruções parciais nos transientes para tubulações, utilizando uma equação de orifício. A análise realizada indica que o atrito nas paredes da tubulação e obstruções parciais induzem à vibrações por transientes. Desta forma busca-se um novo método de detecção de obstruções que indica o tamanho das mesmas utilizando diferentes condições de vibração, o qual obteve sucesso em experimentos de laboratório.

3.4. GOLPE DE ARÍETE

Este tipo de evento ocorre quando há um súbito retardamento ou aceleração do escoamento, ou seja, um fenômeno transiente. O termo “golpe de aríete” é usado como sinônimo do transiente hidráulico quando se consideram, no equacionamento do fenômeno, a elasticidade da tubulação e a compressibilidade do líquido. E quando estes dois fatores são desprezados diz-se que situação transitória corresponde a uma oscilação de massa (KOELLE, 1992).

Para o caso do fechamento de válvulas, quando a alteração é gradual, a análise pode ser feita da mesma maneira que para oscilações de massa, admitidos o líquido incompressível e o conduto rígido (WYLIE e STREETER, 1979). Neste caso, a onda de alta pressão ao atingir a extremidade do conduto é defletida e quando retorna cancela a onda subsequente que se move em sentido contrário, conforme explica TSUTIYA (2006). Este processo de fechamento da válvula é chamado de manobra lenta.

Por outro lado, quando ocorre uma mudança brusca na abertura da válvula, a vazão também sofre alteração repentina, ocasionando uma onda de pressão que se propaga na tubulação à montante da válvula, e esta onda de pressão atua de forma a reduzir a velocidade do escoamento.

Analogamente, à jusante do local da manobra ocorre uma redução de pressão, que também reduz a velocidade do escoamento. Segundo STREETER (1979), para ambos os casos, a onda de pressão propaga-se com celeridade “a” (com velocidade de onda sonora).

Quando tratamos de sistemas de água normalmente denominam-se os fenômenos transientes de golpes de aríete, devido ao som de pancadas que se pode ouvir na tubulação por conta das elevações de pressão, e para sua análise são consideradas a compressibilidade do líquido e a deformação da tubulação (WYLIE E STREETER, 79).

3.4.1. DESCRIÇÃO DO FENÔMENO DO GOLPE DE ARÍETE

Para melhor se entender o fenômeno pode-se descrever os eventos que ocorrem com o fechamento de uma válvula de acordo com o mostrado por TSUTIYA (2006) na Figura 2.

Considerando o caso para qual há uma tubulação que sai de um reservatório e desprezando-se o atrito, no instante em que a válvula é fechada (em $t = 0$), o fluido próximo à válvula é desacelerado e comprimido, causando uma deformação na parede da tubulação.

Em seguida, todo o fluxo no interior do tubo é anulado, causando uma elevação da pressão em toda sua extensão e conseqüentemente, deformação do conduto.

Conforme o fluxo é interrompido, a onda de alta pressão move-se para montante com celeridade da onda (a) em m/s, atingindo a extremidade da tubulação em $t = L/a$. Neste momento toda a tubulação encontra-se sob pressão $\Delta H + H$ (onde H é a carga hidráulica no reservatório). Como a pressão na tubulação é maior que no reservatório, há então fluxo da tubulação para o reservatório até que haja equilíbrio das pressões.

Este escoamento alivia a pressão até que em $t = 2L/a$, as pressões são idênticas às originais e a velocidade é a mesma que a inicial, apenas no sentido contrário (da válvula para o reservatório) e por inércia o líquido tende a manter seu movimento.

Com o abaixamento da pressão a deformação da tubulação deixa de existir neste mesmo instante. Como não há fluido disponível para o escoamento, uma baixa pressão (negativa) toma lugar avançando no sentido da válvula para o reservatório. Neste momento, se a parede do tubo não for suficientemente resistente ela pode contrair-se podendo ser achatada.

No instante $t = 3L/a$, a onda de pressão negativa chega à extremidade de montante da tubulação, então há um desequilíbrio que ocasiona novamente o escoamento para o interior do conduto. Quando o líquido atinge novamente a válvula em $t = 4L/a$, todo o sistema encontra-se em condições idênticas às originais, fazendo com que todo o ciclo se inicie novamente.

Obviamente a repetição dos ciclos só ocorre se forem desprezadas as perdas no sistema. Quando se consideram as perdas por atrito, as flutuações de pressão vão sendo consumidas havendo transformação da energia cinética até que o repouso seja atingido.

Concluindo, o golpe de aríete consiste na propagação de ondas de pressão na tubulação, que periodicamente sofrem deflexões nos pontos extremos do sistema (seções de controle).

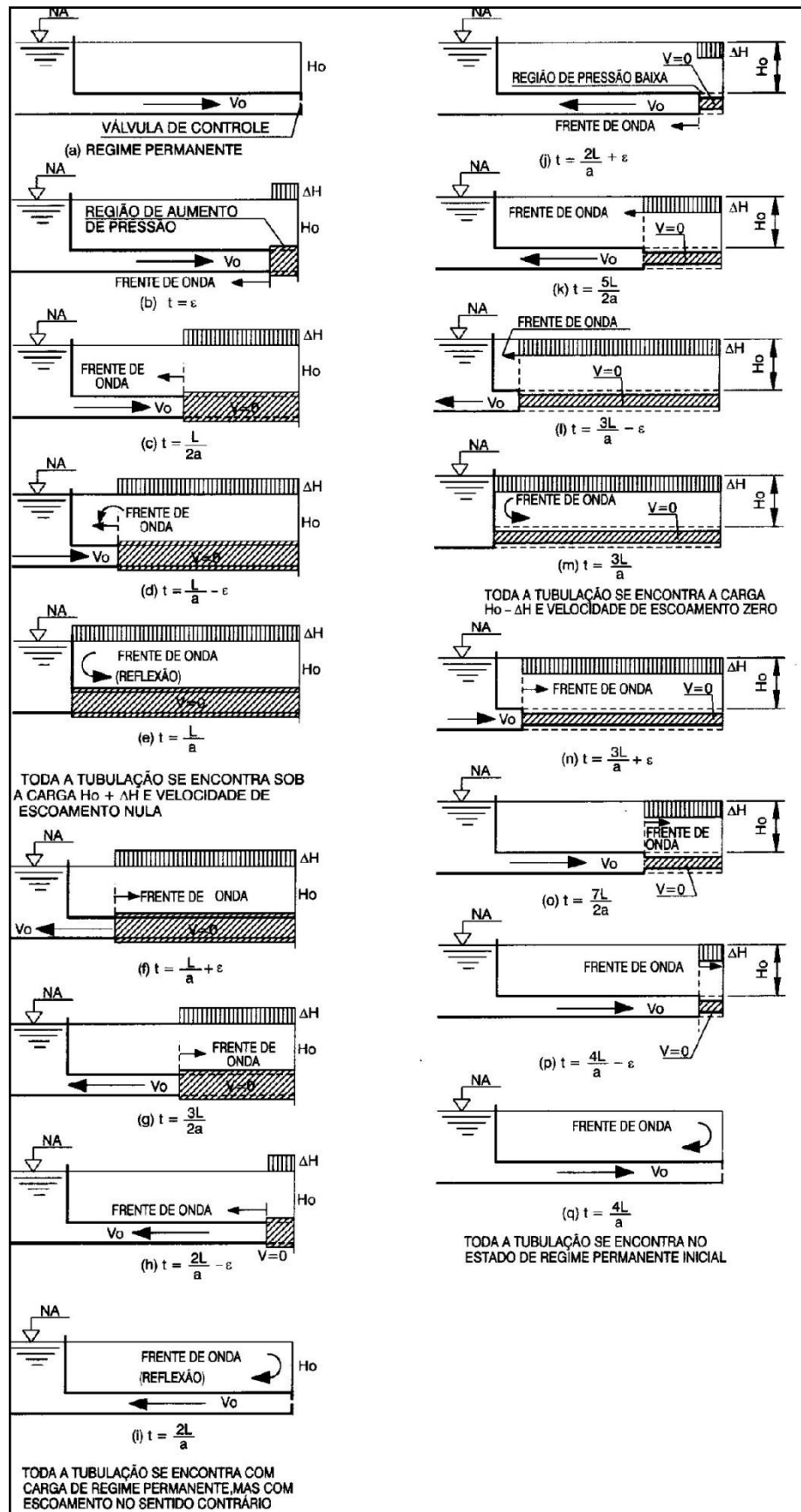


Figura 2 - Descrição do Fenômeno do Golpe de Aríete. Fonte: TSUTIIYA (2006).

3.5. ANÁLISE DOS TRANSIENTES

Segundo WYLIE e STREETER, (1978), vários métodos de análise para o problema de transientes em condutos foram desenvolvidos. A maior parte deles utiliza as equações do movimento, da continuidade e da conservação de energia, além de outras propriedades físicas relacionadas ao material dos condutos e ao tipo de fluido.

A partir destas equações diferentes métodos, utilizando diferentes considerações, puderam se desenvolver. Contudo, os problemas de transientes só puderam ser estudados mais profundamente sem maiores simplificações a partir da década de 60 com a utilização de computadores, tornado-se hoje em dia, em uma ferramenta indispensável no dimensionamento de sistemas hidráulicos (FRANÇA, 2006).

O estudo dos transitórios hidráulicos requer o conhecimento das condições iniciais do regime de escoamento e das condições de contorno, que são os pontos onde ocorrem as descontinuidades das grandezas físicas do escoamento, ou seja, da velocidade e da pressão. (FRANÇA, 2006).

De acordo com o que explica FOX (1989), a descontinuidade no escoamento se origina nas extremidades da tubulação, à montante ou à jusante, e é gerada por dispositivos hidráulicos ligados nestas extremidades, chamados de controles hidráulicos e para cada um devem ser avaliadas suas condições de contorno específicas.

Para a análise matemática dos fenômenos transitórios utilizam-se duas variáveis independentes, e outras duas variáveis dependentes. Este fato torna a análise muito mais complexa do que àquela dos regimes permanentes com apenas uma variável dependente (STREETER, 1979).

Para os fenômenos transitórios podem ser utilizadas a segunda lei do movimento de Newton (quantidade de movimento) e a equação da continuidade (conservação da massa). Novamente, as variáveis dependentes, são a pressão p e a velocidade V média em uma seção transversal. As variáveis independentes são a distância x medida ao longo do conduto desde a extremidade de montante e o tempo t . Portanto, $p = p(x,t)$ e $V = V(x,t)$ (STREETER, 1979).

Deste modo, para escoamentos variáveis há a necessidade de se utilizarem equações diferenciais parciais, ao invés de equações diferenciais ordinárias.

As equações diferenciais parciais na maioria dos casos não possuem solução analítica, tornando necessária a utilização de aproximações, métodos gráficos ou métodos numéricos para que se possam obter os valores de pressão e velocidade no

conduto (variáveis dependentes), em função do tempo e da distância (variáveis independentes).

3.5.1. Métodos de Análise

Abaixo serão apresentados alguns métodos para análise dos transientes hidráulicos mostrados por WYLIE e STREETER (1978).

3.5.1.1. Método Aritmético

Este método não considera o atrito e outras perdas na tubulação, mas introduz aproximações e pode ser considerado como o mais simples método de análise de transientes. As equações deste método são apresentadas abaixo.

$$H \pm \frac{a}{g}V = C$$

O sinal positivo é utilizado para ondas de pressão viajando com velocidade a de B para A na tubulação de comprimento L , conforme Figura 2 e então se transforma em:

$$H_A + \frac{a}{g}V_A = H_B + \frac{a}{g}V_B$$

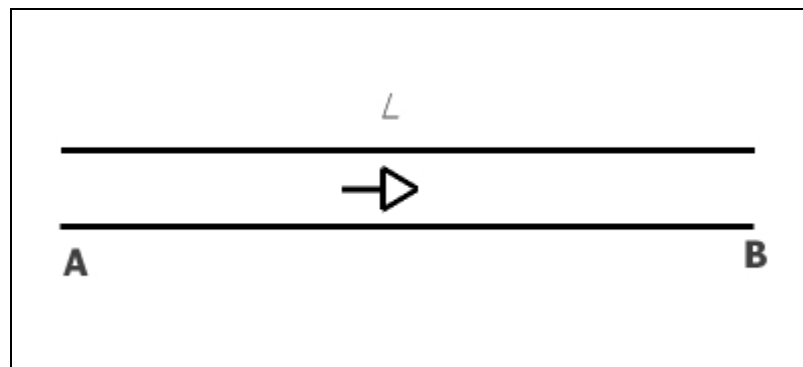


Figura 3 - Aplicação do método aritmético em tubulação

As condições de pressão e vazão em B ocorrem L/a segundos depois das mesmas condições em A. Com V_B e H_B conhecidos, pode-se então determinar as condições em A. Caso a onda de pressão esteja viajando de B para A, deve-se então inverter os sinais de positivos para negativo na equação.

Este método foi muito utilizado até o início da década de 1930 quando surgiu o método gráfico (WYLIE e STREETER, 1979).

3.5.1.2. Método Gráfico (Schnyder-Bergeron)

Para a utilização deste método, algumas simplificações devem ser feitas. Os transientes são normalmente calculados nas extremidades da tubulação e assume-se que as perdas estejam localizadas em apenas um ponto, seja na entrada ou na saída da tubulação.

O método gráfico pode ser resolvido a mão ou com auxílio de softwares de desenho, o que pode afetar sua precisão. Este método foi o principal meio de se determinar os transientes entre as décadas de 1930 e 1960, tornando-se obsoleto com o início da utilização dos computadores.

3.5.1.3. Método das Características

Um método bastante utilizado para problemas de transientes hidráulicos é o Método das Características. Este método é capaz de converter duas equações diferenciais parciais em quatro equações diferenciais ordinárias que podem ser resolvidas por diferenças finitas com o auxílio de um computador (WYLIE e STREETER, 1978) e será descrito em mais detalhes posteriormente.

3.5.1.4. Método Algébrico

As equações algébricas usadas neste método são basicamente as duas equações características para as ondas de pressão nos sentidos positivos e negativos da tubulação. Estas equações são escritas de forma que o tempo é identificado nas equações, relacionando o número de incrementos no tempo desde o início do transiente.

O incremento de tempo para o cálculo do transiente é dado por $Dt = \Delta x/a$.

Segundo WYLIE e STREETER (1978) as vantagens do uso deste método são:

- Problemas simples podem ser resolvidos por calculadoras manuais.
- Podem ser resolvidos no sentido contrário do tempo quando necessário;
- Pode ser aplicado em várias seções da tubulação, sem a necessidade de se calcular os transientes em outras seções.

3.5.1.5. Método de Análise Linear

Uma solução analítica para os transientes pode ser obtida linearizando-se o termo de atrito e utilizando outros termos não lineares na equação do movimento.

3.5.1.6. Método Implícito

Este método utiliza a teoria de diferenças finitas para a resolução de problemas de transientes. O procedimento é particularmente aplicável em situações onde as forças de inércia não são tão importantes (WYLIE e STREETER, 1978).

O método foi formulado de forma que a manutenção de uma relação entre o incremento de tempo Δt e o incremento de comprimento da tubulação Δx não seja necessário, deste modo oferecendo um esquema mais flexível para sistemas complexos. Entretanto é necessária uma solução simultânea para as incógnitas a cada incremento de tempo.

3.5.1.7. Métodos Simplificados de Análise

Consistem em determinar a fase ou período da tubulação, que é o tempo de deflexão das ondas de choque, e a partir disso definem-se as manobras rápidas ou lentas com os dispositivos na tubulação. Manobras rápidas são aquelas que ocorrem em tempo menor que a fase da tubulação e manobras lentas as que ocorrem em tempo maior.

Tendo feito isto, utiliza-se a equação de Alliévi e de Michaud para as manobras rápidas e lentas, respectivamente, que são apresentadas abaixo para o cálculo da máxima sobre-pressão.

Alliévi

$$H = \frac{aV}{G}$$

Michaud

$$H = \frac{2XV}{Gt}$$

3.6. NORMAS E PARÂMETROS DE PROJETO

Para o projeto de sistemas que envolvam os fenômenos de transientes hidráulicos, tais como estações elevatórias de água e esgoto, adutoras, emissários, entre outros, devem ser definidas as características físicas do escoamento e estabelecidas as possíveis condições de operação dos equipamentos (bombas, válvulas, etc.). A partir disso pode-se estabelecer processos de cálculo que permitirão a determinação das pressões extremas que ocorrem nos vários pontos de uma instalação (KOELLE, 1992).

Além das características físicas, devem ainda ser definidas as características das tubulações e das manobras impostas para se definir as limitações do projeto e garantir a segurança operacional das instalações durante seu funcionamento. O funcionamento dos sistemas por sua vez também deve ser considerado, envolvendo condições operacionais distintas e estabelecendo para cada uma delas parâmetros adequados visando o dimensionamento dos componentes do sistema. Estas condições operacionais podem ser divididas em condições normais de operação, condições emergenciais e condições anormais extremas (KOELLE, 1992)

Ainda de acordo com KOELLE (1992) os estudos dos sistemas hidráulicos em condições transientes de escoamento devem ser efetivados nas fases preliminares de concepção do projeto ao serem definidas as diretrizes e o arranjo geral das instalações.

No Brasil, a ABNT fixa algumas condições exigíveis na elaboração dos projetos em sistemas de saneamento, entretanto as normas são ainda um tanto insipientes.

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) é o órgão brasileiro responsável pela elaboração, revisão e distribuição de normas específicas para projetos, de modo que estas normas possam auxiliar os profissionais e técnicos a conceber, dimensionar, executar e operar sistemas de engenharia.

Para o projetos de saneamento ambiental existem diversas normas, dentre as quais, duas delas dão enfoque às questões relacionadas aos transientes hidráulicos, ou Golpe de Aríete.

Estas normas são a NBR 12214/1992 e a NBR12215/1991 que tratam, respectivamente, do projeto de sistemas de bombeamento de água para abastecimento público e do projeto de adutora de água para abastecimento público.

Percebe-se que ambas as normas tratam exclusivamente de sistemas de abastecimento de água, ficando os sistemas de esgoto, ou os menos intuitivos como os

de drenagem urbana, sem referência em normas técnicas quanto ao estudo dos transientes.

3.6.1. NBR 12214/1992 – Projeto de Sistema de Bombeamento de Água para Abastecimento Público.

Esta norma é a primeira a apresentar o termo golpe de aríete para sistemas de abastecimento de água. Ela traz junto ao item 5.7 tópicos quanto aos estudos dos efeitos do golpe de aríete.

Segundo a NBR 12214/1992 o cálculo do escoamento em regime variável, bem como a recomendação de dispositivos de proteção do sistema deve ser feito de acordo com a NBR 12215/1991, e no projeto da estação elevatória devem constar informações sobre o momento polar das partes girantes e as limitações dos conjuntos motor-bomba quanto à máxima rotação reversa.

3.6.2. NBR 12215/1991 – Projeto de Adutora de Água para Abastecimento Público

A norma descrita acima faz referência a esta outra norma para o cálculo dos transientes hidráulicos. De fato, a NBR 12215/1991 apresenta diversas recomendações quanto ao estudo e do golpe de aríete e suas implicações.

Segundo a NBR 12215/1991, a análise do golpe de aríete deve ser feita para:

- a) Projeto de novas adutoras;
- b) Instalações existentes onde ocorram ampliações com alteração das pressões e ou vazões de regime em qualquer seção da adutora;
- c) Instalações existentes quando se alteram as condições de operação.

3.6.2.1. Condições de Operação

Esta norma diz que o cálculo do golpe de aríete deve ser efetuado para as condições normais de operação e para as condições excepcionais nas adutoras de recalque e de gravidade.

- I. Serão consideradas condições normais de funcionamento da adutora de recalque:
 - a) O funcionamento adequado dos dispositivos de controle do golpe de aríete previstos;

- b) A interrupção súbita do bombeamento;
- c) Partida do bombeamento;
- d) Manobras de fechamento e abertura de válvulas de controle e seccionamento existentes nas adutoras.
- e) Ocorrência simultânea da condição b em todas as elevatórias de sistema complexo de adução.

II. Serão consideradas condições excepcionais nas adutoras de recalque:

- a) Falha em qualquer dos dispositivos de proteção e controle do golpe de aríete;
- b) Manobras inadequadas de válvulas, em desacordo com as regras operacionais especificadas em projeto;
- c) Ruptura da adutora na seção de pressão máxima de regime permanente;
- d) Fechamento retardado de uma das válvulas de retenção na descarga das bombas até o instante de máxima velocidade reversa, após a interrupção do bombeamento.

III. Serão consideradas condições normais de operação nas adutoras por gravidade:

- a) Funcionamento adequado dos dispositivos de proteção e controle do golpe de aríete previstos no projeto;
- b) Manobras de fechamento e abertura de válvulas de controle e de seccionamento existentes nas adutoras

IV. Serão consideradas condições excepcionais nas adutoras por gravidade:

- a) Falha em qualquer dos dispositivos de proteção e controle de golpe de aríete;
- b) Manobras inadequadas de válvulas, em desacordo com as regras operacionais especificadas em projeto;
- c) Ruptura da adutora na seção de pressão máxima de regime permanente.

3.6.2.2. Pressões Máximas

Esta norma cita que as pressões máximas devidas ao golpe de aríete, ocorrentes em qualquer seção da adutora, devem ser iguais ou inferiores às pressões admissíveis adotadas para as tubulações, conexões, acessórios e equipamentos previstos em toda a instalação em face dos planos de cargas piezométricas de regime permanente e estática.

Nas condições normais de operação, a pressão admissível é definida pela classe de pressão de trabalho das tubulações, válvulas, equipamentos e acessórios, sendo:

a) Para tubulações metálicas de parede fina:

$$P_{adm} = \frac{2e\sigma_{adm}}{D}$$

E

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{esc}}{2}$$

Onde:

- p_{adm} = pressão admissível, em Pa;
- σ_{adm} = tensão admissível, em Pa;
- σ_{adm} = tensão de escoamento do material, em Pa;
- e = espessura da parede da tubulação, em mm;
- D = diâmetro da tubulação, em mm.

b) Para os demais casos, a pressão admissível é a pressão de teste hidrostático dividida pelo coeficiente de segurança 2,5.

Para as condições excepcionais, a norma estabelece que a pressão admissível será de 1,5 vez a pressão definida para os tubos de parede fina.

A norma cita ainda, que para o dimensionamento de blocos de ancoragem, conexões e equipamentos deve ser adotada a máxima pressão ocorrente nas condições normais e excepcionais.

3.6.2.3. Pressões Mínimas

As pressões mínimas devidas ao golpe de aríete ocorrente em qualquer seção da adutora devem ser maiores que a pressão subatmosférica admissível.

Nas condições normais de operação a norma preconiza que para qualquer tipo de tubo e de material empregado, a pressão mínima admissível é dada pela pressão absoluta de vapor d'água à temperatura ambiente, conforme a Tabela 1 diminuída da pressão atmosférica local.

Tabela 1 - Anexo A da NBR 12215/1991.

ANEXO A - Propriedades físicas da água			
Tabela - Propriedades físicas da água em função da temperatura			
Temperatura (°C)	Pressão de vapor (Pa)	Massa específica (kg/m³)	Viscosidade cinemática (10⁻⁶ m²/s)
0	611	999,8	1,793
5	872	999,9	1,519
10	1228	999,6	1,309
15	1704	999,0	1,141
20	2337	998,2	1,010
25	3166	997,0	0,896
30	4241	995,6	0,802
35	5622	993,9	0,727
40	7375	992,2	0,661
45	9584	990,2	0,604
50	12335	998,0	0,556

Conforme a NBR 12215/1195, para tubulações de parede fina, composta de material flexível, a pressão subatmosférica mínima admissível é definida pela pressão de colapso do tubo, caso seu valor seja superior à pressão mínima admissível definida através do método mostrado acima para qualquer condição de operação .

3.6.2.4. Análise e Dimensionamento do Golpe de Aríete Segundo a NBR 12215/1991

A análise do golpe de aríete pode ser efetuada em até duas etapas, compreendendo o diagnóstico e o dimensionamento. Na etapa de diagnóstico é feito o estudo do golpe de aríete, admitindo-se a adutora desprovida de dispositivos de proteção para as condições de operação. Quando atendidos os requisitos de pressão não há a necessidade de instalação de dispositivos de proteção e controle, encerrando-se análise.

Para o dimensionamento, a norma preconiza que devem ser estudados diversos dispositivos de proteção e controle, selecionando-se aqueles que garantam as condições

extremas de pressão indicadas anteriormente pelo menor custo de implantação e operação do sistema.

Por fim, a NBR 12215/1991 prevê a utilização do método das características no estudo do golpe de aríete e da equação mostrada a seguir para o cálculo da celeridade (a) de propagação de ondas de pressão.

$$a = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \frac{K}{E} \cdot \frac{DC}{e}}}$$

Onde:

K = módulo de elasticidade volumétrico da água;

E = módulo de elasticidade do material de que é feito o conduto, em Pa;

ρ = massa específica da água, em kg/m³;

e = espessura da parede do conduto, em m;

D = diâmetro do conduto, em m;

$C = 5/4 - \mu$ para conduto ancorado contra o movimento longitudinal numa extremidade e livre na outra;

$C = 1 - \mu^2$ para conduto ancorado sem movimento longitudinal em toda a sua extensão (conduto enterrado);

$C = 1 - \mu/2$ para conduto com junta de dilatação entre ancoragens ao longo de toda sua extensão;

$C = 1$ conduto assentado com juntas de dilatação em toda sua extensão;

μ = coeficiente de Poisson do material de que é feito o tubo, adimensional.

3.7. DISPOSITIVOS DE CONTROLE ANTI-GOLPE

O princípio geral de funcionamento dos dispositivos anti-golpe consiste no armazenamento de água, descarregamento de água do sistema, ou em atrasar a mudança de fluxo. (BOULOS et al, 2005).

Existem diversos dispositivos que são concebidos para suavizar as transições entre estados de escoamento quando das manobras dos sistemas. Estes dispositivos são normalmente escolhidos de acordo com as condições do local de instalação dos condutos ou simplesmente por escolha do engenheiro, embora, maiores considerações com simulações e análises devessem ser feitas, pois em muitos casos, uma combinação de dispositivos se mostra mais adequada e econômica (MARTIN, 1999).

Segundo TSUTYIA (2006), para a escolha correta dos dispositivos de proteção, é necessário realizar uma análise completa, e esta compreende as seguintes fases:

- Diagnóstico sem dispositivos de proteção;
- Análise das envoltórias das pressões máximas e mínimas, juntamente com o perfil da tubulação;
- Verificação da existência de pontos críticos;
- Escolhas dos dispositivos mais adequados;
- Dimensionamento dos dispositivos;
- Simulação com dispositivos instalados;
- Análise das envoltórias;
- Verificar a existência eventual de pontos críticos. Caso existam, redimensionam-se os dispositivos ou adota-se outro, refazendo a simulação, até que as envoltórias apresentem resultados satisfatórios.

Embora existam inúmeras opções de equipamentos utilizados para se evitar os transientes, destaca-se que além da utilização destes dispositivos, algumas atitudes simples podem ajudar muito na proteção dos sistemas contra os transientes hidráulicos. O simples fato de se abrir ou fechar válvulas lentamente, a existência de treinamento de pessoal de operação das manobras para evitar transientes, e um melhor controle das partidas e desligamentos das bombas podem diminuir significativamente a ocorrência de problemas com transientes.

A Figura 4 mostra alguns dispositivos de controle anti-golpe e casos típicos de localização dos mesmos.

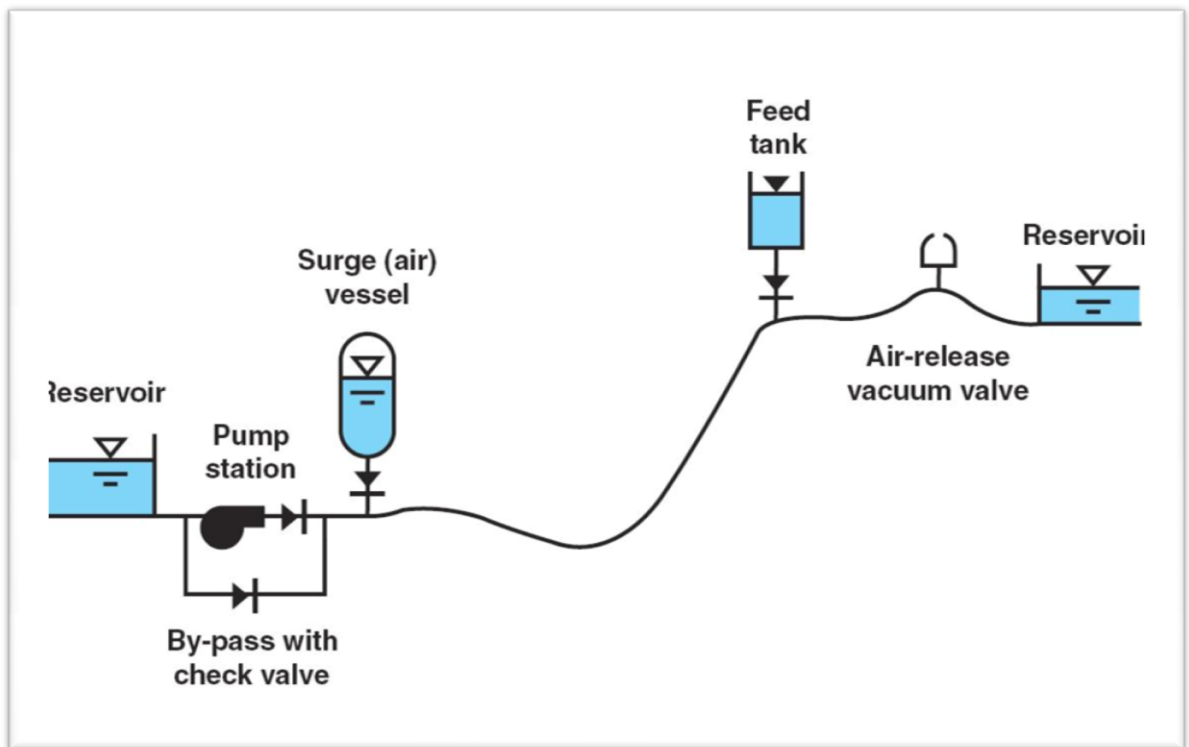


Figura 4 - Casos típicos da localização de equipamentos de controle de transiente. Retirado de BOULOS et al, 2005.

A seguir são apresentados alguns dispositivos utilizados para proteção dos sistemas quando da ocorrência de golpe de aríete.

3.7.1. Válvula de Retenção

Este tipo de válvula tem por finalidade impedir o escoamento em sentido contrário da água na bomba após o desligamento da mesma como mostra a Figura 5, pois o fluxo reverso pode fazer com que a bomba gire ao contrário causando danos.

A válvula permite escoamento em apenas uma direção, e para o controle de transientes elas são instaladas juntamente com outros dispositivos como o by-pass. Uma das grandes vantagens da utilização deste tipo de válvula é que ela evita que a tubulação fique vazia, evitando maiores problemas com transiente no reenchimento da tubulação (BOULOS e al, 2005) além do seu baixo custo.

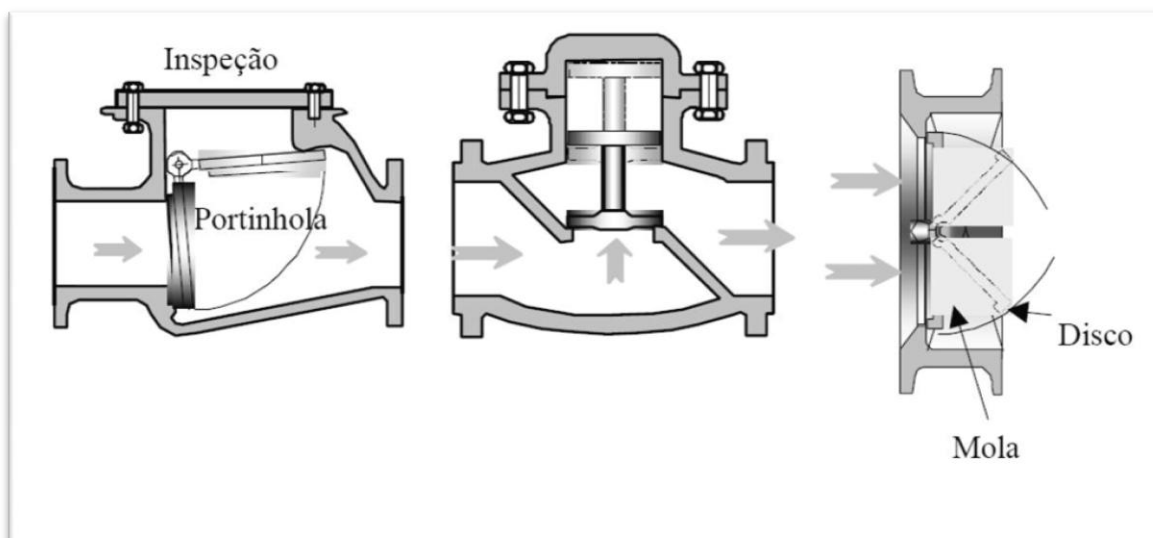


Figura 5 - Corte esquemático de diferentes modelos de Válvulas de retenção. Fonte: VASCONCELOS.

3.7.2. By-pass

Este tipo de dispositivo pode ser instalado paralelamente às bombas, e geralmente compreendem trechos curtos de tubulação equipados com válvulas de retenção para evitar fluxo reverso conforme mostra a Figura 4. Eles são ativados quando ocorre interrupção do funcionamento da bomba e evitam elevações de pressão junto às bombas, bem como previnem a cavitação a jusante da bomba no caso de baixas pressões.

3.7.3. Tanque Alimentador Unidirecional (TAU) - Feed Tank

O TAU é utilizado na prevenção de baixas pressões e separação de coluna pela admissão de água na tubulação quando a pressão atinge valores inferiores à sua cota piezométrica. É muito utilizado em pontos altos convexos da linha de recalque e normalmente é isolado dos condutos por dutos laterais que possuem válvulas de retenção para garantir que o escoamento ocorra apenas para o interior da tubulação da adutora ou outro conduto semelhante como visto na Figura 6.

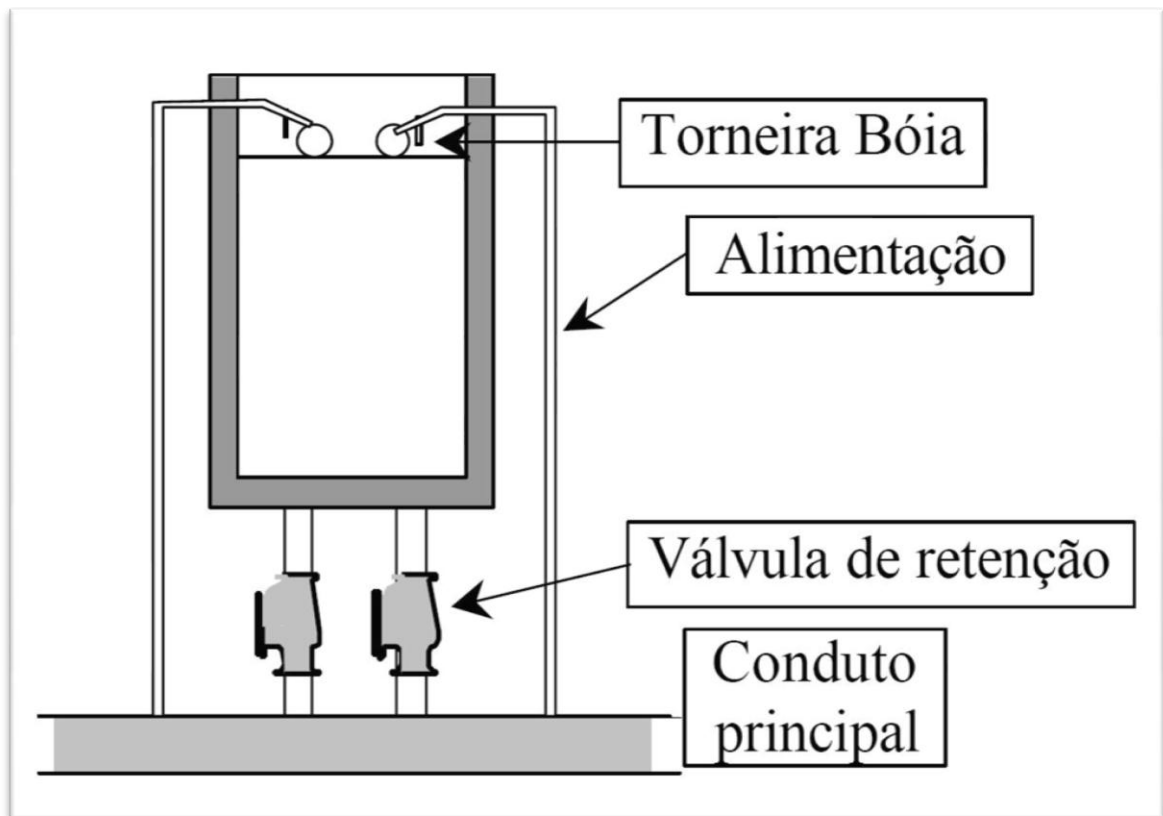


Figura 6 - Esquema de um tanque alimentador unidirecional. Fonte: VASCONCELOS.

Estes tanques podem ser abertos ou fechados e apesar de normalmente estarem localizados nos pontos mais elevados, podem ser instalados em qualquer lugar no sistema, entretanto possuem a desvantagem de não atenuar pressões máximas.

3.7.4. Reservatório de Ar Comprimido ou Hidropneumático (RHO)

Quando dimensionado adequadamente este dispositivo pode aliviar tanto pressões positivas quanto negativas. Normalmente os RHO estão localizados muito próximos ou junto às estações elevatórias onde eles têm o seu máximo efeito. Uma desvantagem deste sistema é seu alto custo e complexa manutenção, porém em muitos casos convém sua utilização já que corresponde a um dos sistemas mais efetivos no controle dos transientes.

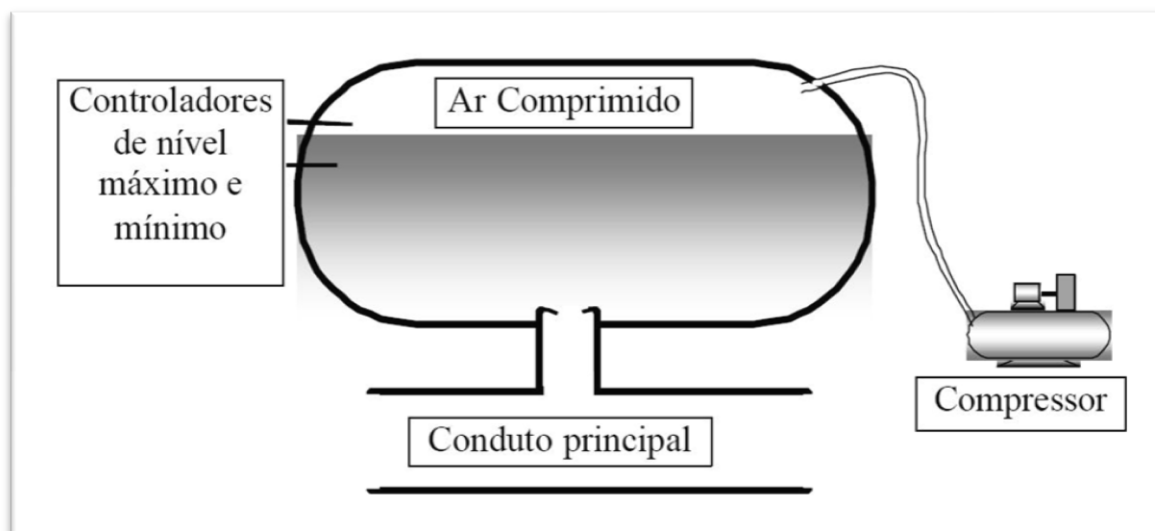


Figura 7 – Esquema de um reservatório Hidropneumático. Fonte: VASCONCELOS.

Os RHO funcionam com uma câmara estanque contendo água e ar comprimido como mostrado na Figura 7, com pressão igual à de regime permanente fornecida pela bomba. De acordo com TSUTIYA (2006) durante seu funcionamento normal, o regime é permanente e o ar dentro da câmara comprime e entra em equilíbrio dinâmico com a pressão fornecida pela bomba. Quando a pressão cai e o ar dentro da câmara se expande, expulsando a água para fora, uma válvula de retenção junto à bomba se fecha, impedindo o fluxo para a bomba e a água proveniente da câmara alimenta a tubulação amortecendo as variações de pressão causadas pela parada da bomba.

3.7.5. Válvulas de Admissão e Saída de Ar

Estas válvulas são instaladas em pontos de cotas elevadas para prevenir baixas pressões e cavitação, o mecanismo de ação destas válvulas permite a entrada de ar na tubulação quando a pressão no sistema atinge valores abaixo das condições atmosféricas, ou quando a tubulação está sendo esvaziada para manutenção impedindo a ocorrência de pressões negativas. Quando a pressão no sistema volta a subir para valores acima da pressão atmosférica, o ar é então expelido com velocidade controlada, impedido o rejuntamento de colunas nos bolsões com velocidades superiores ao permitido pela tubulação.

A localização e dimensionamento destes dispositivos é crítica para seu adequado funcionamento e, portanto, simulações e uma correta concepção dos projetos são necessárias. MARTIN (1999) também destaca que a não ser que o sistema de válvulas

de admissão e saída de ar seja muito bem escolhido, consideráveis pressões podem ocorrer devido à compressão do ar durante a reflexão das ondas de pressão, especialmente se o ar estiver em condições de pressão extremamente baixas no interior da tubulação no momento da admissão.

3.7.6. Chaminé de Equilíbrio

As chaminés de equilíbrio são utilizadas para a anulação das elevadas pressões e sub-pressões causadas pelo rápido cessamento do movimento do líquido em uma tubulação.

Existem diversos tipos de chaminés de equilíbrio, tais quais, as chaminés simples, as com base estrangulada, as diferenciais e de ar comprimido. A Figura 8 mostra alguns dos modelos de chaminés mais utilizados.

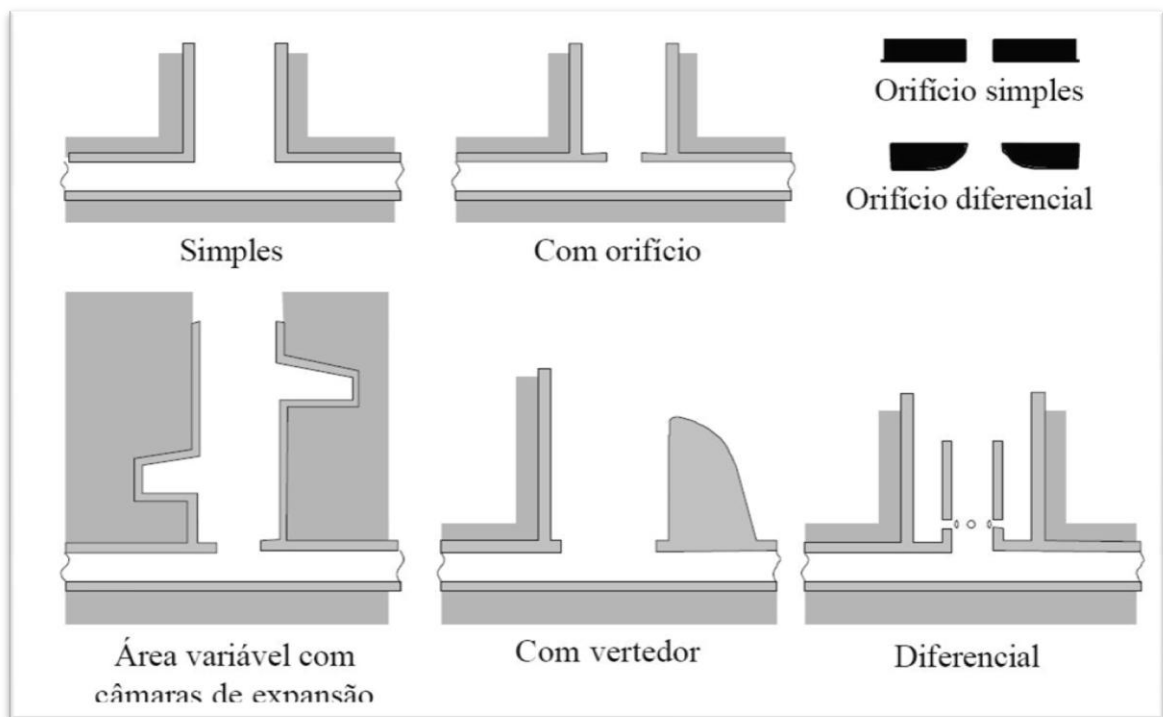


Figura 8 - Alguns modelos de chaminés de equilíbrio. Fonte: VASCONCELOS.

No caso mais simples a chaminé de equilíbrio é um reservatório de pequenas dimensões, colocado em pontos intermediário de uma tubulação (TSUTIYA e ALEM SOBRINHO, 2000). Por estarem nestes pontos, as chaminés de equilíbrio fazem com que as ondas de pressão sofram deflexões na própria chaminé, sem se propagar pra montante. Desta forma, uma manobra que, sem a chaminé seria uma manobra rápida, pode se transformar em uma manobra lenta com a sua presença (TSUTIYA, 2006).

As chaminés de equilíbrio funcionam de duas maneiras, na prevenção de altas pressões após o desligamento de bombas elas recebem água e absorvem as variações, ou na prevenção da cavitação durante as partidas das bombas fornecendo água para o sistema (BOULOS e al, 2005).

Estes dispositivos são muito comuns em hidroelétricas e quase não precisam de manutenção (MARTIN, 1999). Entretanto possuem a desvantagem de que, como o seu nível d'água atinge a cota piezométrica de regime permanente no local, seu posicionamento fica limitado às cotas mais elevadas nas tubulações para que se custo não se torne excessivo (TSUTIYA, 2006).

3.7.7. Volante de inércia

Os volantes de inércia são dispositivos acoplados ao eixo da bomba para aumentar o momento de inércia do conjunto girante, e diminuir a taxa de variação de rotação do conjunto, que está associada à queda de pressão após o desligamento de uma bomba (TSUTIYA, 2006).

Teoricamente, um aumento no momento de inércia WR^2 do rotor de uma bomba reduz significativamente a diminuição na pressão, já que o momento de inércia é inversamente proporcional à taxa de variação da rotação, ou seja, quanto maior for maior for o momento de inércia, menor será a queda de rotação num determinado intervalo de tempo.

Todavia o uso destes dispositivos são usualmente muito caros. De acordo com PARMAKIAN (1968, apud MARTIN 1999) dobrando-se o momento de inércia do conjunto girante com a adição do volante de inércia pode-se elevar em mais de 20% o custo do motor. A vantagem deste sistema é sua pouquíssima manutenção (MARTIN, 1999) e a proteção contra separação de colunas e abaixamento de pressão. A Figura 9 mostra o corte de um volante de inércia instalado junto a um conjunto motor-bomba.

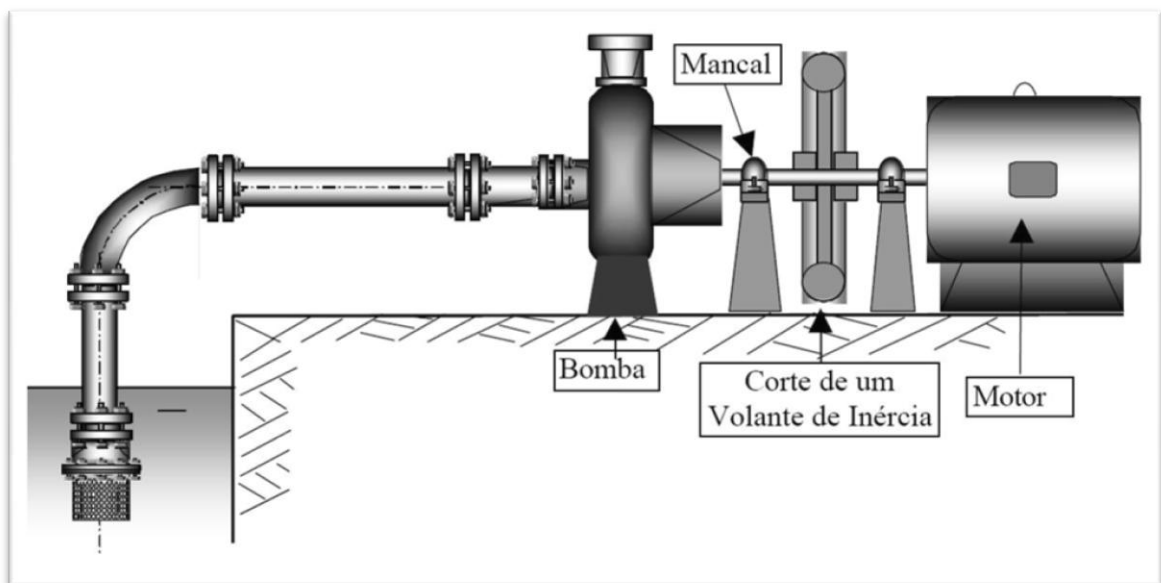


Figura 9 - Modelo esquemático de um conjunto motor-bomba dotado de um volante de inércia. Fonte: Vasconcelos

4. METODOLOGIA

Para a realização deste Trabalho de Conclusão de Curso será utilizada a metodologia apresentada por WYLIE e STREETER (1979). O trabalho consiste em utilizar o método das características para se simularem as condições de escoamento em adutoras. Conforme foi exposto anteriormente, a descrição dos fenômenos transientes pode ser feito com a utilização das equações da quantidade de movimento e da continuidade.

O método das características, apresentado na sequência juntamente com as equações da quantidade de movimento e da massa, será utilizado para a resolução simultânea destas equações, já que as mesmas não possuem solução analítica. Para tanto, será implementado um algoritmo na linguagem Fortran, utilizando o compilador Force 3.0 que terá como dados de saída as condições de pressão e vazão em função da posição e do tempo.

4.1. Equacionamento dos Fenômenos Transientes

Abaixo segue o equacionamento para os fenômenos dos transientes apresentado por STREETER e WYLIE (1979).

4.2. Equação do Movimento

Para a equação do movimento considera-se a Figura 10. Pela segunda lei do movimento de Newton temo que $\sum F = m \times a$.

Então:

$$PA - \left[PA + \frac{\partial}{\partial x}(PA)\delta x \right] + p \frac{\partial A}{\partial x} \delta x - \gamma A \delta x \sin \theta - \tau_0 \pi D \delta x = \rho A \delta x \frac{dV}{dt} \quad (1)$$

Dividindo-se a equação 1 por $\rho A \delta x$ (a massa do elemento infinitesimal) e algum desenvolvimento temos:

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - g \sin \theta - \frac{4\tau_0}{\rho D} = \frac{dV}{dt} \quad (2)$$

Sabendo-se que para regime permanente, $\tau_0 = \rho f v^2 / 8$ e considerando-se que o atrito para o regime variável é igual ao atrito para o regime permanente insere-se o atrito em 2.

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - g \sin \theta - \frac{4\rho f v^2}{8\rho D} = \frac{dV}{dt}$$

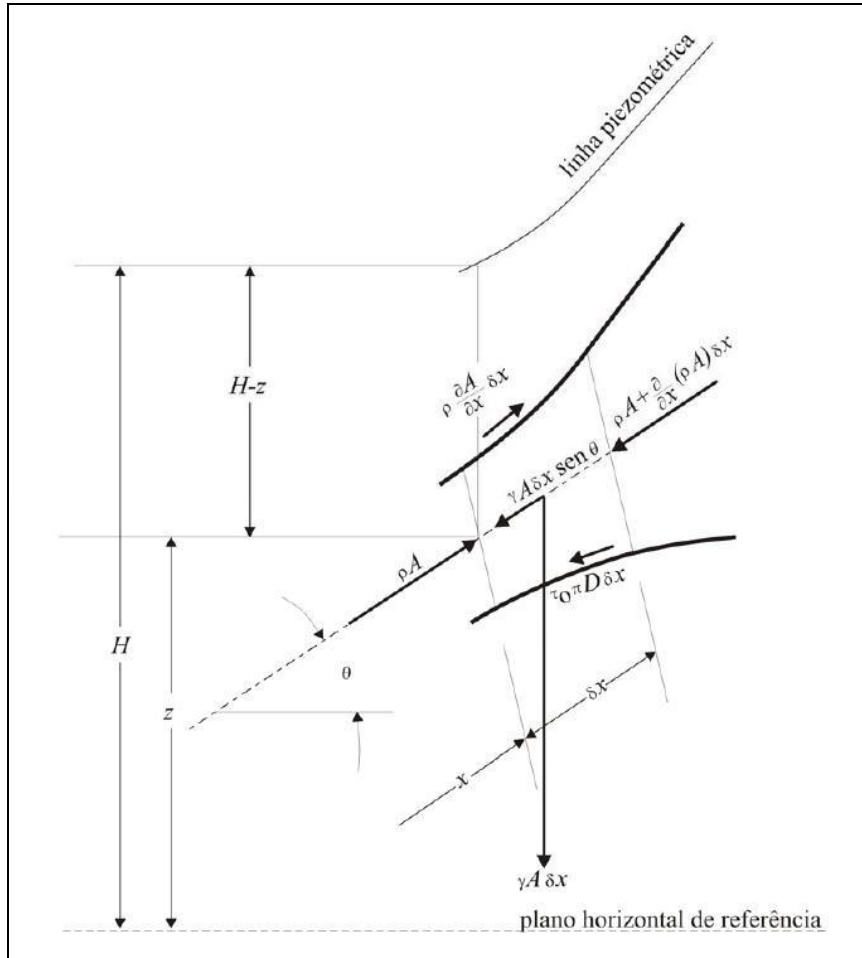


Figura 10 - Diagrama do sistema para dedução da equação do movimento. Fonte: WYLIE e STREETER (1978) retirado de FRANÇA (2006).

e resolvendo:

$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \sin \theta + \frac{f v |v|}{2D} = 0 \quad (3)$$

Onde v^2 é representado por $v |v|$, pois a velocidade pode mudar de sentido durante a ocorrência do fenômeno, porque o atrito se opõe ao movimento do elemento.

Introduzindo o termo de aceleração $\frac{dV}{dt} = V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t}$ e como para as aplicações em regime variável de escoamento $V \frac{\partial V}{\partial x} \ll \frac{\partial V}{\partial t}$ este último poderá ser omitido da equação 3.

Deste modo:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \sin \theta + \frac{fV|V|}{2D} = 0 = L_1 \quad \text{equação do movimento} \quad (4)$$

4.3. Equação da continuidade

Analisando a Figura 11, pode-se perceber o princípio da conservação de massa ou da continuidade ao longo da tubulação, onde:

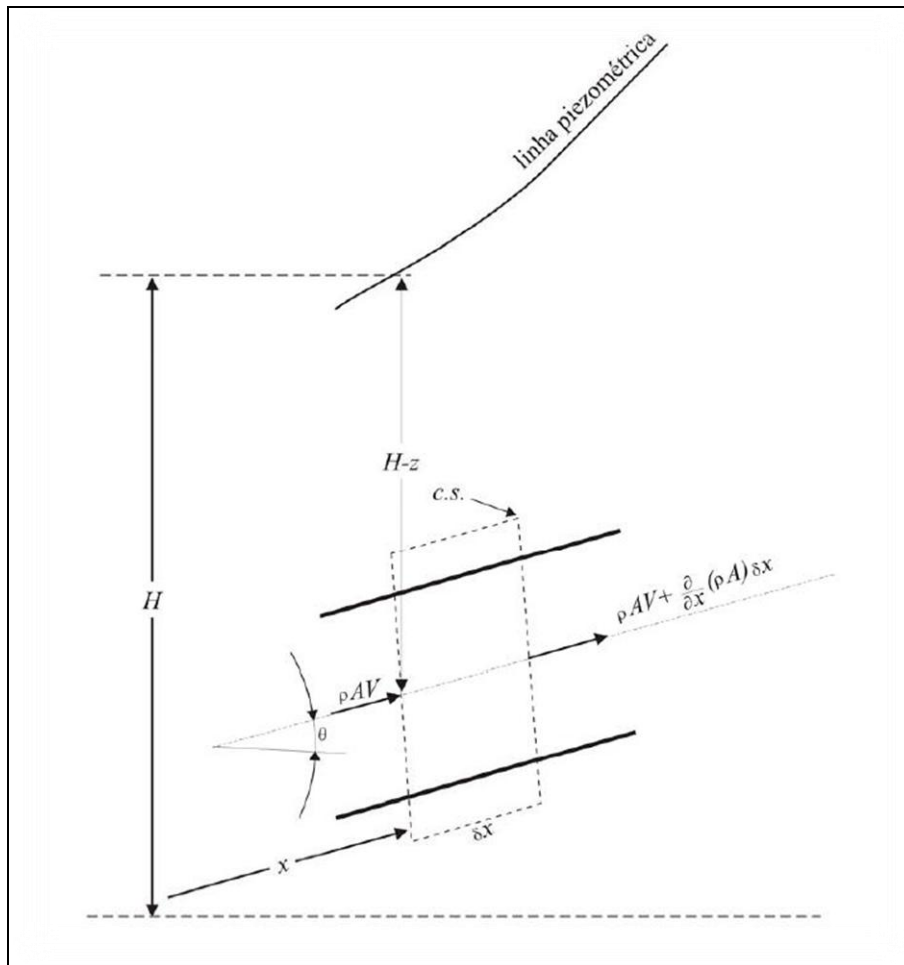


Figura 11 - Diagrama do sistema para dedução da equação da continuidade. Fonte: WYLIE e STREETER (1978) retirado de FRANÇA (2006).

$$-\frac{\partial}{\partial x}(\rho AV)\delta x = \frac{\partial}{\partial t}(\rho A \delta x) \quad (5)$$

Dividindo-se a equação 5 pela massa $(\rho A \delta x)$ e desenvolvendo teremos:

$$\left[\frac{V}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t} \right]_I + \left[\frac{V}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} \right]_{II} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (6)$$

Percebe-se do cálculo que na equação 6 o termo I é igual à derivada total de $\frac{1}{A} \frac{dA}{dt}$, e que o termo II derivada total de $\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt}$.

Portanto

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (7)$$

Neste caso, o primeiro termo da equação 7 refere-se à elasticidade do tubo, o segundo à compressibilidade do líquido e o terceiro à variação do volume.

Como a velocidade de alteração da força de tração por unidade de comprimento é $\left(\frac{D}{2} \right) \frac{d\rho}{dt}$, t' é a espessura da parede do tubo, a velocidade de alteração na tensão é $\left(\frac{D}{2t'} \right) \frac{d\rho}{dt}$, e a velocidade de aumento da elongação é $\left(\frac{D}{2t'E} \right) \frac{d\rho}{dt}$, então tem-se a velocidade de aumento da área:

$$\frac{dA}{dt} = \frac{D}{2t'E} \frac{d\rho}{dt} \frac{D}{2} \Pi \quad (8)$$

Usando-se a definição do módulo de elasticidade volumétrica do fluido e o produto da divisão da velocidade de alteração da massa específica, pela massa específica, obtemos:

$$\frac{1}{K} \frac{d\rho}{dt} \left(1 + \frac{K}{E} \frac{D}{e} \right) + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (9)$$

É conveniente que as constantes dessa equação sejam expressas sob a forma de

$$a^2 = \frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \left(\frac{K}{E} \right) \left(\frac{D}{e} \right) c_1} \quad (10)$$

na qual c_1 é a unidade para condutos com juntas de dilatação. Assim a equação 8 torna-se:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} + a^2 \frac{\partial V}{\partial X} = 0 \quad (11)$$

E desenvolvendo $\frac{dp}{dt}$, tem-se:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \rho a^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 = L_2 \quad \text{equação da continuidade} \quad (12)$$

Nota-se que $L1$ e $L2$ são equações diferenciais parciais não lineares. As variáveis dependentes são P e V e estão relacionadas em função de x e t . estas equações como citado anteriormente não possuem solução analítica, contudo, podem ser utilizados métodos numéricos para a resolução destas equações.

Como visto pode-se então encontrar os valores de velocidade (V) e pressão (P) com a formulação acima apresentada. Entretanto, convém em problemas de hidráulica encontram-se valores de velocidade e pressão em relação à vazão e carga hidráulica, respectivamente.

4.4. Método das Características

Como citado anteriormente este método converte duas equações diferenciais parciais em outras quatro equações diferenciais ordinárias que possuem solução analítica.

Segundo WYLIE e STREETER (1979) e ALMEIDA E KOELLE (1992, apud FRANÇA 2002) as principais vantagens deste método são:

- Possui critérios de estabilidade bem definidos;
- Condições de contorno podem ser programadas facilmente;
- Termos menos importantes podem ser omitidos;
- Sistemas muito complexos podem ser modelados com facilidade;
- Possui a melhor acuracidade entre os métodos de diferenças finitas;

- Sua conceituação e fundamentação exprimem bem a natureza real do escoamento transiente sob pressão;
- Historicamente é a técnica mais utilizada nestes problemas.

4.4.1. Descrição do Método das Características

As equações L_1 e L_2 contêm duas incógnitas (P e V), e podem ser combinadas por meio de um multiplicador desconhecido λ .

$$L = L_1 + \lambda L_2 \quad (13)$$

Deste modo, dois valores reais de λ podem ser encontrados, os quais fornecem duas equações em P e V que representam o mesmo fenômeno físico das equações originais (equações 4 e 12), podendo substituí-las para qualquer solução.

Podem haver uma grande simplificação se dois valores particulares de λ forem encontrados. Estes valores permitem a transformação das equações diferenciais parciais em ordinárias, como demonstrado abaixo:

$$L = L_1 + \lambda L_2 = 0$$

$$L = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \sin \theta + \frac{f|v|}{2D} + \lambda \left(\frac{\partial P}{\partial t} + \rho \alpha^2 \frac{\partial V}{\partial x} \right) = 0 \quad (14)$$

$$L = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \sin \theta + \frac{f|v|}{2D} + \frac{\lambda \partial P}{\partial t} + \lambda \rho \alpha^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (15)$$

Agrupando-se os termos com variáveis iguais na equação 15:

$$L = \left(\frac{\partial V}{\partial t} + \lambda \rho \alpha^2 \frac{\partial V}{\partial x} \right) + \left(\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\lambda \partial P}{\partial t} \right) + g \sin \theta + \frac{f|v|}{2D} = 0 \quad (16)$$

E rearranjando:

$$L = \left(\frac{\partial V}{\partial t} + \lambda \rho \alpha^2 \frac{\partial V}{\partial x} \right)_I + \lambda \left(\frac{1}{\rho \lambda} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial t} \right)_{II} + g \sin \theta + \frac{f|v|}{2D} = 0 \quad (17)$$

Para a parte I da equação 17 fazendo- se $\lambda \rho a^2 = dx/dt$, do cálculo este termo será a derivada total de dV/dt :

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial V}{\partial t} = \frac{\partial V}{\partial x} \lambda \rho a^2 + \frac{\partial V}{\partial t}$$

Da mesma forma no termo II se fizermos $1/\rho\lambda = dx/dt$, este termo será a derivada total de dP/dt :

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\partial P}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial P}{\partial t} = \frac{\partial VP}{\partial x} \frac{1}{\rho\lambda} + \frac{\partial P}{\partial t}$$

Com isso então tem-se:

$$\frac{dx}{dt} = \lambda \rho a^2 \quad \text{e} \quad \frac{dx}{dt} = \frac{1}{\rho\lambda}$$

portanto:

$$\lambda \rho a^2 = \frac{1}{\rho\lambda},$$

$$\lambda^2 = \frac{1}{(\rho a)^2}$$

E finalmente:

$$\lambda = \pm \frac{1}{\rho a} \tag{18}$$

Após isso a equação 17 será:

$$L = \frac{dV}{dt} \pm \frac{1}{\rho a} \frac{dP}{dt} + g \sin \theta + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \tag{19}$$

Desde que mantida a condição de $\frac{dx}{dt} = \lambda \rho a^2 = \frac{1}{\rho\lambda}$.

Onde então:

$$\frac{dx}{dt} = \pm \left(\frac{1}{\rho a} \rho a^2 \right) \Rightarrow \frac{dx}{dt} = \pm a \tag{20}$$

Pode-se então visualizar a solução em um diagrama x e t como mostra a Figura 12, que representa a malha de cálculo formada no plano (x,t) que permite o cálculo das variáveis p e V em um ponto qualquer a partir de valores conhecidos nos pontos A e B, em um instante anterior ao do ponto P.

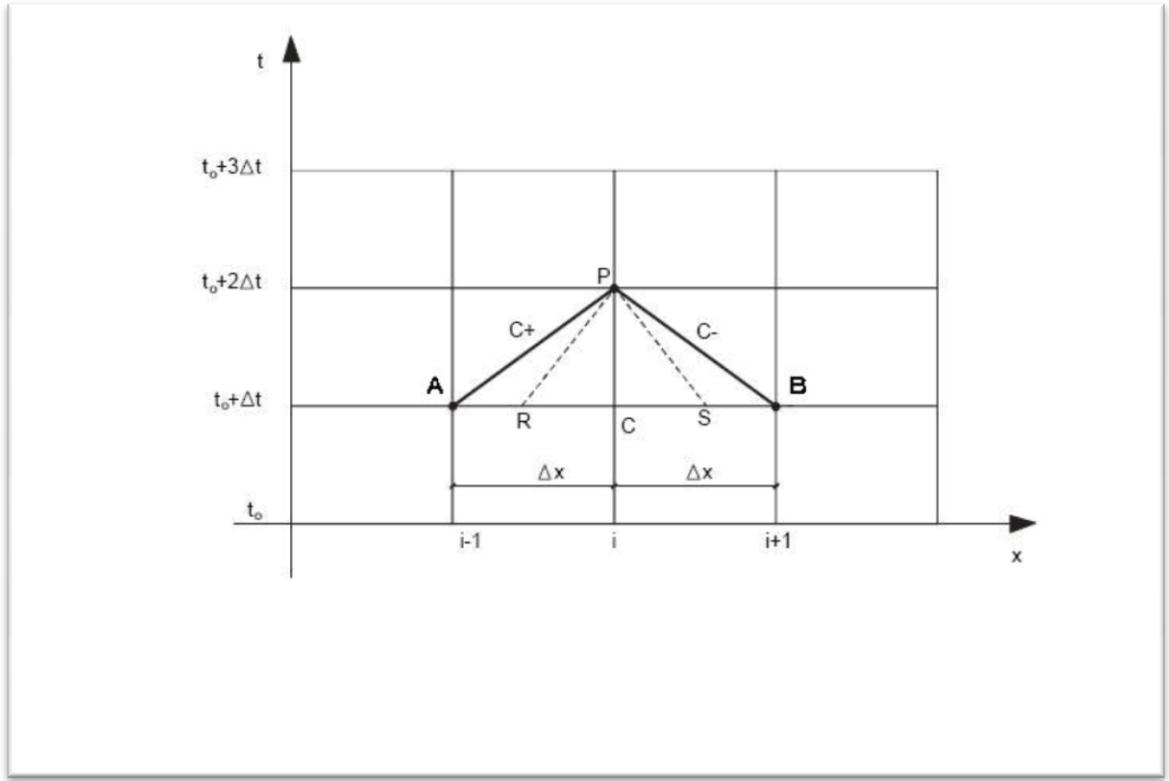


Figura 12 – Malha da Cálculo que para o método das características. Fonte: CASTO E SANTOS (1002)

AP e PB somente serão retas se a for constante

Multiplicando a equação 19 por $\rho a dt$ e integrando entre A e O, tem-se:

$$\begin{aligned}
 (\rho a dt)L &= \rho a dt + dP + \rho a g \sin \theta dt + \frac{\rho a g f V |V| dt}{sD} = 0 \\
 \int_A^O L \rho a dt &= \rho a \int_A^O dV + \int_A^O dP + \rho a g \sin \theta \int_A^O dt + \frac{\rho a g f V |V|}{sD} \int_A^O dt = 0 \\
 \rho a (V_O - V_A) + P_O - P_A + \rho a g \sin \theta (t_O - t_A) + \frac{\rho a f V |V|}{2D} (t_O - t_A) &= 0
 \end{aligned} \tag{20}$$

Mas $t_P - t_A = \Delta t$, então:

$$\rho a(V_o - V_A) + P_o - P_A + \rho g \sin \theta \Delta t + \frac{\rho a f V |V|}{2D} \Delta t = 0 \quad (21)$$

Como $\frac{dx}{dt} = \pm a$ passando para diferenças finitas é $\Delta x = a \Delta t$, logo:

$$\rho a(V_o - V_A) + P_o - P_A + \rho g \sin \theta \Delta x + \frac{\rho a f V |V|}{2D} \Delta x = 0 \quad (22)$$

Supondo θ constante de A até B e V constante igual ao valor conhecido em A no conduto.

De maneira similar, agora para o caso de $-\lambda$ tem-se:

$$\rho a(V_o - V_B) - P_o + P_B + \rho g \sin \theta \Delta x + \frac{\rho a f V |V|}{2D} \Delta x = 0 \quad (23)$$

Pois $\frac{dx}{dt} = -a$ como na equação 19.

Δx será um número sempre positivo e igual ao comprimento do trecho.

Desta forma, pode-se resolver simultaneamente as equações 22 e 23 para se determinar P e V a partir dos dados conhecidos em A e B.

Entretando, tratando-se de tubulações é mais conveniente se trabalhar com carga hidráulica (H) e vazão (Q), ao invés de pressão e velocidade.

Percebe-se pela Figura 12 que:

$$P_o = \rho g (H_o - z_o) \text{ e } P_A = \rho g (H_A - z_A), \text{ e}$$

$$P_o - P_A = \rho g (H_o - H_A) - \rho g (z_o - z_A), \text{ mas } z_o - z_A = \rho g \Delta x \sin \theta$$

Então,

$$P_o - P_A = \rho g (H_o - H_A) - \rho g \Delta x \sin \theta \quad (24)$$

Fazendo $V = \frac{Q}{A}$ e substituindo 24 na equação 22 tem-se:

$$\rho a \left(\frac{Q_o}{A} - \frac{Q_A}{A} \right) + \rho g (H_o - H_A) - \rho g \Delta x \sin \theta + \rho g \Delta x \sin \theta + \rho a f \frac{Q_A}{A} \left| \frac{Q_A}{A} \right| \frac{1}{2D} = 0$$

$$\frac{\rho a}{A} Q_p - \frac{\rho a}{A} Q_A + \rho g H_o - \rho g H_A + \frac{\rho a f Q_A |Q_A|}{2DA^2 g} \quad (25)$$

solando H_o obtem-se a equação da curva característica C^+ .

$$C^+ \rightarrow H_o = H_A - \frac{a}{Ag} (Q_o - Q_A) - \frac{\Delta x f Q_A |Q_A|}{2gDA^2} \quad (26)$$

Analogamente obtem-se a curva característica C^- .

$$C^- \rightarrow H_O = H_B - \frac{a}{Ag}(Q_O - Q_B) + \frac{\Delta x f Q_B |Q_B|}{2gDA^2} \quad (27)$$

Para simplificar as equações faz-se então:

$$B = \frac{a}{gA} \text{ e } R = \frac{f\Delta x}{2gDA^2} \text{ que são valores constantes.}$$

Portanto

$$C^+ \rightarrow H_O = H_A - B(Q_O - Q_A) - RQ_A |Q_A|$$

$$C^- \rightarrow H_O = H_B + B(Q_O - Q_B) + RQ_B |Q_B|$$

4.5. Algoritmo do Cálculo Básico de Transientes

A linguagem Fortran foi utilizada na elaboração deste trabalho para a construção de um algoritmo muito similar ao apresentado por WYLIE e STREETER (1979). Este algoritmo é utilizado para se estudar os transientes hidráulicos através do método das características em uma adutora dividida em N partes iguais com comprimento $\Delta X = X/N$, para um comprimento total X, com um reservatório a montante e uma válvula a jusante.

Devem ser fornecidos os dados de entrada para o programa listados abaixo:

- f = fator de atrito;
- X = comprimento do conduto;
- D = diâmetro do conduto;
- N = numero de divisões do conduto;
- H_{res} = carga hidráulica no reservatório;
- g = aceleração da gravidade;
- DCV = intervalo para o cálculo;
- C_{va} = Coeficiente de descarga da válvula, multiplicado pela área de abertura para os intervalos de tempo DCV;
- T_{max} = tempo máximo de simulação após o inicio do fechamento da válvula.

Em seguida, definido um intervalo de tempo, as equações 26 e 27 são então as diagonais de uma malha de cálculo, como apresentado na Figura 12. Estas equações podem ser aplicadas nas seções internas da tubulação para se calcular a carga hidráulica e a vazão, conhecendo-se as condições destas variáveis no instante anterior.

Entretanto, em dois pontos não se pode conhecer as condições iniciais, sendo necessária a determinação de condições de contorno. Estes pontos constituem as extremidades de jusante e de montante. Para a extremidade de montante pode-se atribuir um valor conhecido da carga hidráulica no reservatório e calcular a vazão Q_0 pela equação 28.

$$Q_o = \sqrt{\frac{HRES}{\frac{1}{2.g.(Cva)^2} + \frac{f.x}{2.D.g.A^2}}} \quad (28)$$

Para a extremidade de jusante ao fazer-se necessário o conhecimento de uma condição externa pode-se considerar a válvula com um orifício genérico, que pode ser representado pela equação 29.

$$Q_o = C_d A \sqrt{2.g.H_0} \quad (29)$$

Onde:

C_d = coeficiente de descarga;

A = área da abertura; e

H_0 = carga na válvula.

Com a equação 29 há ainda a possibilidade de se determinar a carga inicial na válvula (H_0) uma vez que já há conhecimento da vazão inicial calculada pela equação 28.

Conhecendo o valor de C_d 0,063, valor médio usualmente adotado tem-se então todas as informações necessárias para o cálculo dos transientes.

Deste modo resolvem-se simultaneamente a equação C+ e a equação 29 no trecho em estudo e em seguida a equação C- de forma similar.

A estrutura do programa inclui inicialmente o cálculo da área de seção transversal e celeridade, o cálculo de carga hidráulica e vazão para o regime permanente ($t=0$), onde os valores para cada trecho são armazenados em vetores indexados.

A partir de então o tempo passa a ser incrementado segundo Δt e o programa calcula o novo valor de CVA por interpolação linear, as condições de contorno de montante e jusante e assim os valores de carga e vazão são substituídos por aqueles da seção anterior até que se alcance o tempo máximo de execução do programa.

O Apêndice 1 apresenta a listagem do programa completo com maiores detalhes e o Apêndice 2 apresenta a saída de um caso ilustrativo da simulação de transientes.

5. RESULTADOS

A fim de avaliar melhor os fenômenos transientes para o caso de um sistema reservatório/tubulação/válvula representado pela Figura 13, optou-se por variar os parâmetros do fator de atrito, comprimento e diâmetro da tubulação.

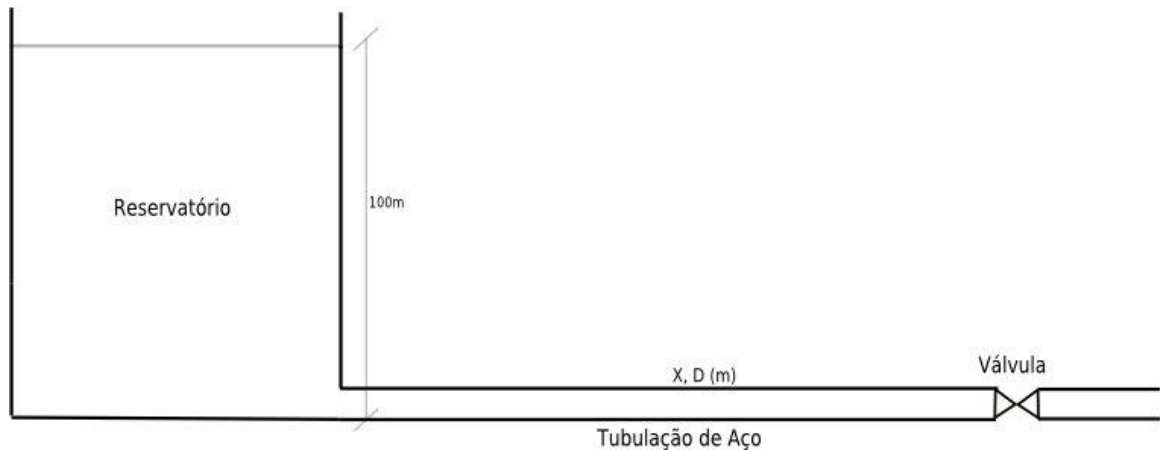


Figura 13 - Modelo esquemático do sistema Reservatório/Tubulação/Válvula utilizado nas simulações.

As simulações foram realizadas mantendo-se constantes os demais parâmetros à exceção dos acima citados. Optou-se ainda em avaliar a influência do tempo de manobra da válvula de modo a verificar se de fato manobras lentas evitam significativamente a ocorrência dos transientes hidráulicos.

Determinando a velocidade de propagação das ondas no conduto, ou seja a caleridade, pode-se também conhecer a fase ou período da canalização (τ), que corresponde ao tempo que a onda de sobre-pressão leva para ir e voltar de uma extremidade à outra da tubulação. O período da canalização é então dado pela equação 30:

$$\tau = \frac{2X}{a} \quad (30)$$

Onde:

X = comprimento da tubulação;

a = celeridade.

A partir do período da canalização, AZEVEDO NETTO et All. (1998) classificam as manobras com válvulas em manobras rápidas e manobras lentas.

Segundo os mesmos autores, no primeiro caso a válvula se encontra completamente fechada antes da atuação da onda de depressão, e no segundo caso, há tempo para a atuação da onda de depressão antes da obstrução completa evitando assim os inconvenientes gerados pelos transientes hidráulicos.

A partir destes conceitos define-se manobra rápida naquelas em que o tempo de fechamento é menor que o período, ou seja:

$$t < \frac{2X}{a}$$

E manobras lentas são aquelas em que o tempo de execução é maior que o período da canalização, ou seja:

$$t > \frac{2X}{a}$$

O tempo de manobra influencia diretamente na magnitude dos transientes hidráulicos já que a curva de fechamento da válvula, ou a forma com que o coeficiente de descarga multiplicado pela área da seção transversal da mesma varia com a abertura e regula a vazão até esta atingir valor nulo.

Este trabalho compreende 16 simulações diferentes entre si, variando parâmetros conforme explicitado na Tabela 2, que têm seus resultados fornecidos na Tabela 12 ao final deste capítulo. As demais características das simulações são apresentadas para cada caso separadamente.

Todos os resultados obtidos através das simulações foram então processados de forma a serem utilizados em planilhas Excel para facilidade de visualização e geração de gráficos.

Tabela 2 - Lista de Parâmetros utilizados como variáveis de entrada para o programa das simulações dos transientes hidráulicos.

Caso	Parâmetro Variável	Manobra Rápida	Manobra Lenta
1	<i>Fator de Atrito</i>	0,03	0,03
		0,01	0,01
2	<i>Comprimento (m)</i>	8200	8200
		4100	4100
3	<i>Diâmetro (m)</i>	1,0	1,0
		2,0	2,0

5.1. Primeiro Caso – Variando o Fator de Atrito

Para este primeiro caso optou-se por variar o fator de atrito da tubulação já que este é um dos fatores determinantes para a atenuação da propagação das ondas de sobre e sub pressão no interior da tubulação. Foram arbitrados os valores do Fator de atrito iguais a 0,030 e 0,010 , considerados para condutos de ferro fundido velhos e novos, respectivamente.

Primeiramente deve-se calcular a celeridade para estas tubulações através da equação 10, de forma que as informações necessárias ao cálculo são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 - Parâmetros utilizados para o cálculo da celeridade.

Parâmetro	Valor
ρ - Massa específica da água (Kg/m³)	10³
K - Módulo de elasticidade da água (Pa)	2,1x10⁹
E - Módulo de elasticidade do aço (Pa)	210x10⁹
e - Espessura da Parede da tubulação (m)	0,010
D - Diâmetro da tubulação (m)	1,00
Constante C1	1
X - Comprimento da Tubulação (m)	8.200

Assim:

$$a^2 = \frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \left(\frac{K}{E} \right) \left(\frac{D}{e} \right) c_1}$$

$$a^2 = \frac{\frac{2,1 \cdot 10^9}{10^3}}{1 + \left(\frac{2,1 \cdot 10^9}{210 \cdot 10^9} \right) \left(\frac{1,00}{0,010} \right) \cdot 1}$$

$$a = 1.025 m / s$$

De posse da celeridade pode-se definir o período da tubulação e então se adotam tempos de manobra rápida e lenta de acordo com as afirmativas apresentadas anteriormente. Desta forma podem-se realizar as simulações para ambos os casos como apresentado abaixo:

5.1.1. Tempo de Fechamento Rápido

O tempo de fechamento rápido é:

$$t < \frac{2X}{a}$$
$$t < \frac{2.8200}{1025}$$
$$t < 16s$$

Portanto, de forma a ter-se uma manobra rápida na válvula de jusante, o tempo de fechamento deve ser menor que 16 segundos. Por conveniência adotou-se o tempo de fechamento igual a 15 segundos com a simulação de 60 segundos. Com o coeficiente de descarga da válvula igual a 0,063 têm-se os valores de CVA a serem inseridos no programa a intervalos de 5 segundos – por esta razão adotam-se tempos múltiplos de 5 - como mostrado na Tabela 4 e calculados considerando área da seção da válvula igual à área da seção da tubulação.

Tabela 4 – Variação do coeficiente de Vazão multiplicado pela área da seção transversal da válvula no tempo t.

n	t(s)	A _n (m ²)	CV	CVA (m ²)
1	0	0,78	0,063	0,049
2	5	0,52	0,063	0,033
3	10	0,26	0,063	0,016
4	15	0	0,063	0,000

A Figura 14 apresenta um gráfico do fechamento teórico da válvula para o tempo de 15 segundo, de modo que o coeficiente de vazão multiplicado pela área da seção da válvula varia de 0,05 m², com a válvula totalmente aberta, ao valor nulo em t = 15 s com a válvula totalmente fechada.

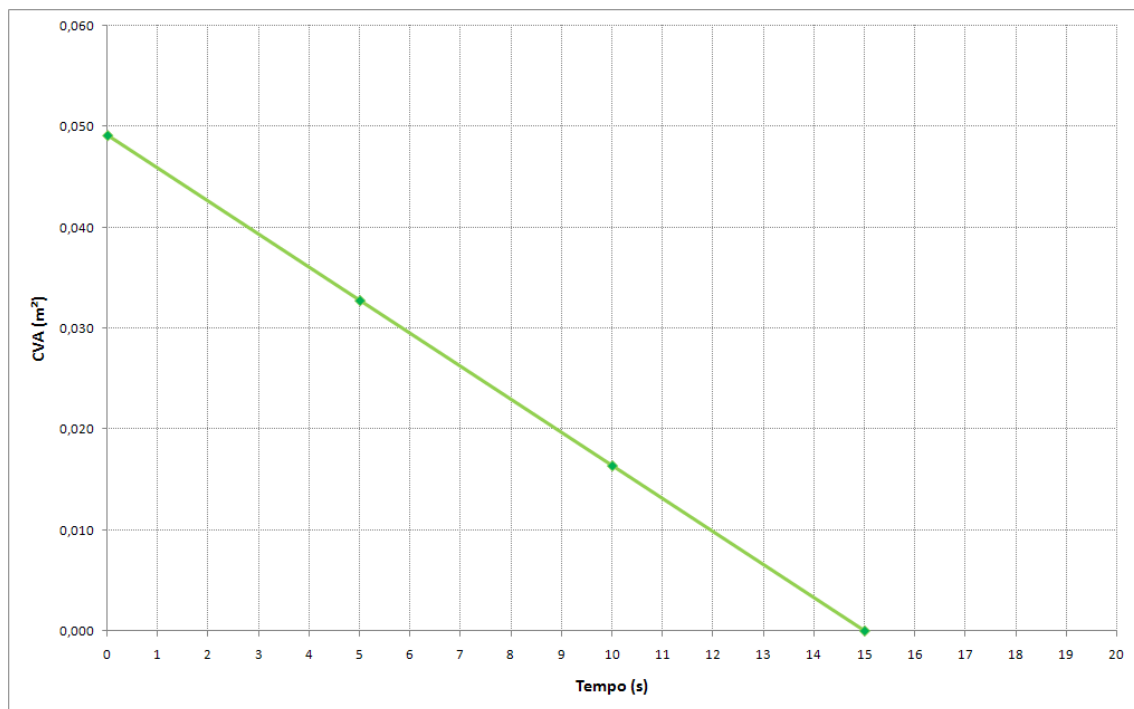


Figura 14 - Variação do coeficiente de vazão multiplicado pela área de seção da válvula para t de fechamento igual a 15 segundos.

Para efeitos de comparação da ordem de grandeza e qualidade da simulação dos transientes utiliza-se a equação de Alliévi (equação 31) para o cálculo da sobre-pressão máxima, ou aumento da pressão devida aos transientes hidráulicos para o caso de fechamento rápido.

$$H = \frac{aV}{G} \quad (31)$$

Como já se conhece a vazão e a carga inicial em $t = 0$ para os respectivos fatores de atrito, pode-se calcular a velocidade a partir da área da seção transversal da tubulação, que corresponde a $0,78 \text{ m}^2$.

O cálculo da sobre-pressão máxima por Alliévi é apresentado abaixo.

▪ **Fator de atrito $f = 0,030$**

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{1,57}{0,78} = 2,01 m/s$$

Então:

$$H = \frac{aV}{G}$$

$$H = \frac{1025 \cdot 2,01}{9,81} = 210,31 mca$$

Sabe-se que a carga inicial na válvula é 50,07 mca, valor que deve ser somado ao resultado da equação de Allievi para a obtenção da carga hidráulica máxima na tubulação que é de 260,30 mca.

▪ **Fator de atrito $f = 0,010$**

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{1,92}{0,78} = 2,46 m/s$$

Então:

$$H = \frac{aV}{G}$$

$$H = \frac{1025 \cdot 2,46}{9,81} = 257,20 mca$$

Novamente, conhecendo-se a carga inicial na válvula que é de 75,06 mca, é necessário somar este valor ao obtido acima, ou seja, a sobre pressão na válvula para fechamento rápido e fator de atrito $f = 0,010$ é de 332,25 mca.

Após a simulação utilizando o programa para o cálculo de transientes pode-se avaliar os valores de pressão no ponto imediatamente a montante da válvula, por se tratar do ponto crítico em relação à esta variável, através da Figura 15 que apresenta o gráfico da variação de pressão durante os 60 segundos de simulação.

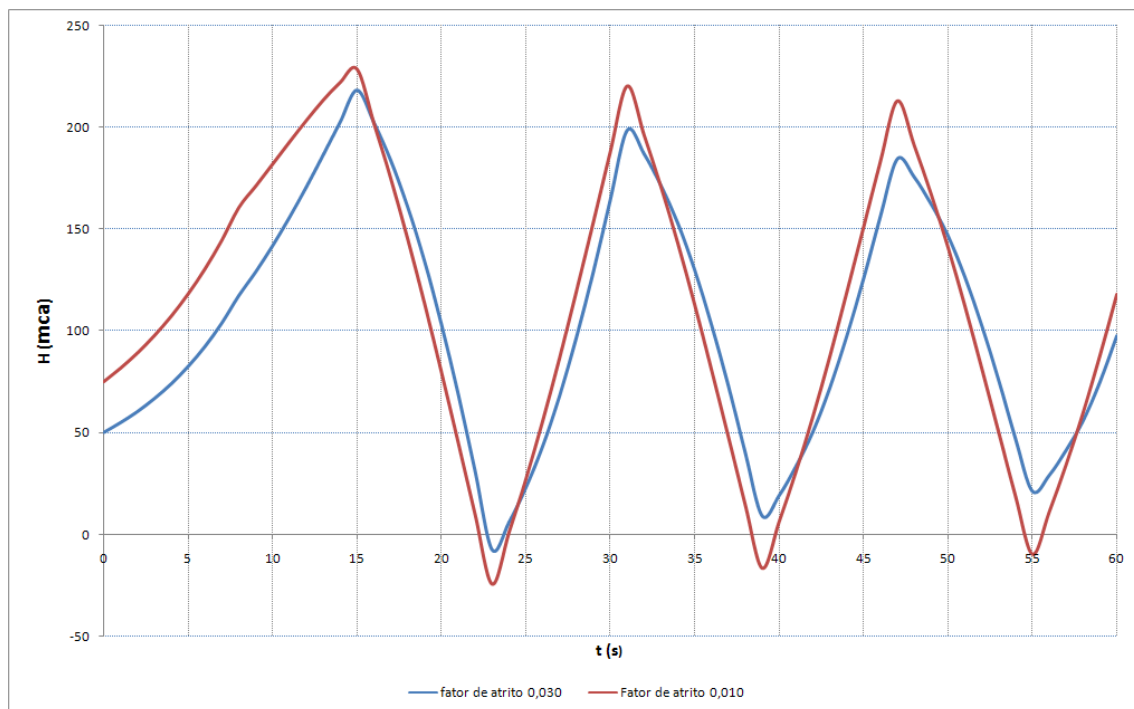


Figura 15 - Gráfico da variação da carga hidráulica no sistema para os diferentes fatores de atrito e fechamento rápido do primeiro caso.

Para a tubulação nova, ou seja, $f = 0,010$, as amplitudes da carga hidráulica apresentam-se mais significativas. O valor máximo de pressão para $f = 0,010$ atingiu 228,88 mca, e o valor máximo para $f = 0,030$ corresponde a 218,36 mca. Estes valores apresentam-se significativamente inferiores aos calculados anteriormente pela equação de Allievi de 332,25 mca e 260,30 mca respectivamente.

A maior sub-pressão para esta simulação foi de $-7,6$ mca para $f = 0,030$, e $-24,57$ mca para $f = 0,010$, consideradas de importância podendo gerar danos significativos às tubulações.

5.1.2. Tempo de Fechamento Lento

$$t > \frac{2X}{a}$$

$$t > \frac{2.8200}{1025}$$

$$t > 16s$$

Neste caso adotou-se um tempo de fechamento da válvula de 30 segundos, e os valores de CVA a cada 5 segundos são mostrados na Tabela 5.

Tabela 5 - Variação do coeficiente de vazão multiplicado pela área da seção da válvula para fechamento lento no primeiro caso.

n	t(s)	A_n (m ²)	CV	CVA (m ²)
1	0	0,78	0,063	0,050
2	5	0,65	0,063	0,041
3	10	0,52	0,063	0,033
4	15	0,39	0,063	0,025
5	20	0,26	0,063	0,016
6	25	0,13	0,063	0,008
7	30	0	0,063	0,000

A Figura 16 apresenta a curva teórica de fechamento da válvula considerando o fechamento lento. Desta forma, em $t = 0$ tem-se a válvula completamente aberta com $CVA = 0,5 \text{ m}^2$, e em $t = 30 \text{ s}$ tem-se a válvula completamente fechada e $CVA = 0$.

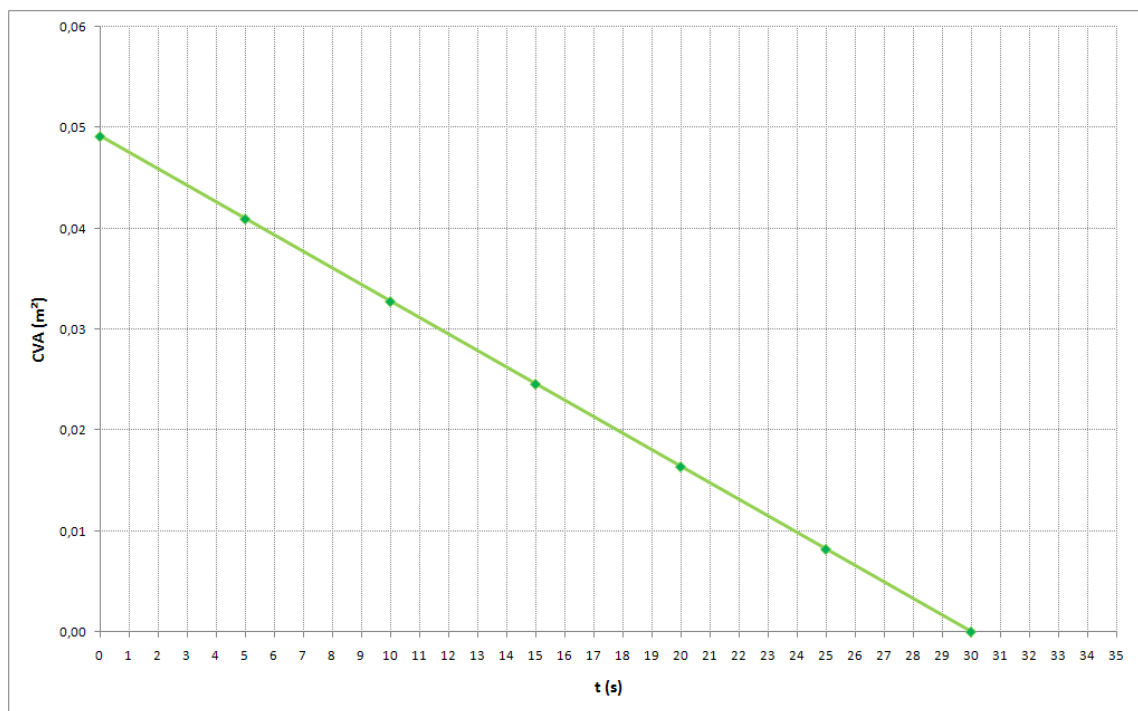


Figura 16 – Gráfico representativo do fechamento teórico da válvula e variação de CVA para o fechamento lento do primeiro caso.

Com o intuito de se verificar os resultados das simulações dos transientes hidráulicos para o caso de fechamento lento utilizou-se a equação de Michaud (equação 32) para se obter a sobre-pressão máxima.

$$H = \frac{2.XV}{Gt} \quad (32)$$

Onde:

X = Comprimento da Tubulação;

V = velocidade média no conduto;

G = aceleração da gravidade; e

t = tempo de fechamento da válvula

- $f = 0,030$

Conhecendo-se a vazão Q0 e a seção transversal na tubulação, pela Fórmula de Michaud tem-se:

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{1,57}{0,78} = 2,01 m/s$$

Então

$$H = \frac{2.XV}{Gt}$$

$$H = \frac{2.8200.2,01}{9,81.30} = 112,01 mca$$

Somando a carga inicial na válvula, de 50,07 mca, pode-se afirmar que a sobre-pressão máxima estimada para o caso de fechamento rápido e $f = 0,030$ é de 162,08 mca.

- $f = 0,010$

Como no caso anterior calcula-se a velocidade média na tubulação a partir de Q0, encontra-se a máxima sobre-pressão dada por Michaud, e então se procede a simulação:

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{1,92}{0,78} = 2,46 \text{ m/s}$$

Então

$$H = \frac{2.XV}{Gt}$$

$$H = \frac{2.8200.2,46}{9,81.30} = 137,17 \text{ mca}$$

Mais uma vez, somando a carga inicial na válvula, de valor igual a 75,06 mca, tem-se que a sobre-pressão máxima neste caso, obtida pela fórmula de Michaud é de 212,23 mca.

Mais uma vez percebe-se que o fator de atrito promove significativas diferenças no que tange às sobre-pressões, mesmo a partir das equações simplificadas, pois, encontra-se inserido no cálculo de Q_0 . Outra constatação trata-se da influência do tempo de fechamento da válvula, que para o caso lento acarreta sobre-pressões muito menores acarretando menores riscos de danos à tubulação. A seguir segue a simulação dos transientes para os dois casos através do programa de cálculo de transientes.

A Figura 17 apresenta o resultado das simulações neste caso.

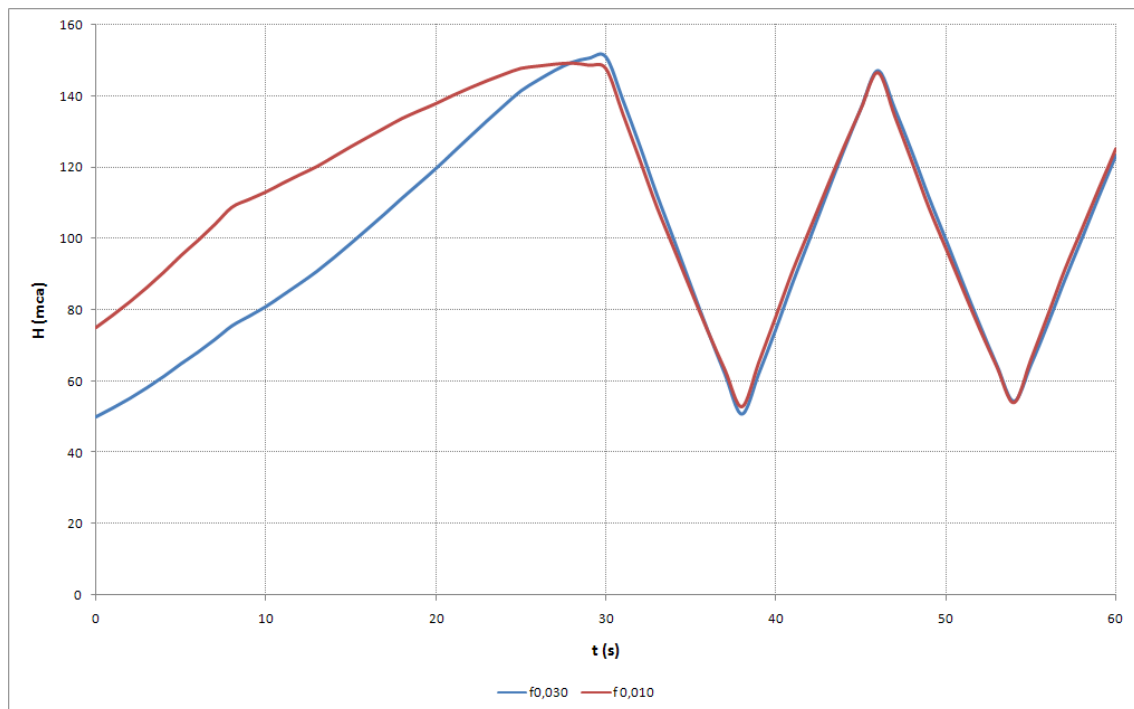


Figura 17 - Gráfico representativo da variação da carga hidráulica na válvula para fechamento lento no primeiro caso.

No caso do fechamento lento as sobre-pressões apresentaram-se significativamente inferiores. A Maior diferença constatada novamente tratou-se da amplitude das sobre e sub-pressões em relação ao estado de conservação das tubulações. O fator de atrito apresenta-se com uma variável importantíssima na análise dos transientes.

Com o fechamento lento da válvula percebe-se também um retardo na ocorrência das sobre e sub-pressões, já que durante as primeiras reflexões da onda de choque a válvula encontra-se parcialmente aberta colaborando para a atenuação da mesma.

No caso do $f = 0,010$ a sobre-pressão máxima atingiu 148,74 mca frente aos 212,23 mca obtidos pela fórmula de Michaud, e no caso do $f = 0,030$ a sobre-pressão máxima atingiu 132,30 mca frente aos 152,08 mca calculados através da fórmula de Michaud.

Portanto, nota-se que há uma inversão em relação aos resultados obtidos no caso do fechamento rápido. No caso do fechamento rápido as maiores pressões foram constatadas para o menor fator de atrito onde há menor dissipação da energia, enquanto que com o fechamento lento ocorreu o contrário, com maiores sobre-pressões para o maior fator de atrito.

As sub-pressões para ambos os casos, também apresentaram significativas diferenças, principalmente em relação à amplitude. Tanto as sobre-pressões quanto as sub-pressões variaram muito menos para o caso de fechamento lento. Neste segundo caso as sub-pressões foram de 51,88 mca para $f = 0,010$ e de 49,81 mca para $f = 0,030$. Estes valores, apesar de ainda apresentarem variação importante, apresentam muito menos risco a integridade da tubulação quando comparados àqueles obtidos para a simulação com fechamento rápido da válvula.

A diferença básica é identificada quanto ao tempo de atuação da onda de choque, seja sobre ou sub-pressão, ocorrendo posteriormente. Nestes casos percebe-se que se fossem aumentados ainda mais o tempo de fechamento da válvula, poder-se-ia atenuar os transientes hidráulicos.

5.2. Segundo Caso – Variando Fator de Atrito e o Comprimento da Tubulação

Para se avaliar influência do comprimento da tubulação promoveram-se simulações para fechamentos rápido e lento, variando o comprimento da tubulação

segundo um fator de 0,5. O comprimento da tubulação tem influência direta nas definições de manobra rápida e lenta como pode ser constatado pela equação 30.

Inicialmente adotou-se um valor de 8200 m para a tubulação de aço e em seguida adotou-se um comprimento igual a 4100 m, também variando o fator de atrito da mesma maneira que no caso anterior e as demais características do sistema se mantiveram inalteradas.

5.2.1. Fechamento Rápido

Primeiramente fez-se a simulação pelo fechamento rápido em duas etapas, para $X = 8200\text{m}$ e em seguida para $X = 4100\text{ m}$.

5.2.1.1. Fechamento Rápido comprimento igual a 8200 m

Neste caso utilizou-se um tempo de fechamento de 15 segundos para que se mantivessem iguais condições ao item 5.1.1, para economia de cálculos. Sendo assim, com iguais condições têm-se também iguais resultados, vide Tabela 4.

5.2.1.2. Fechamento Rápido comprimento igual a 4100m

A primeira etapa consistiu no cálculo do tempo de fechamento da válvula no caso rápido, como segue:

$$t < \frac{2X}{a}$$

$$t < \frac{2 \cdot 4100}{1025}$$

$$t < 8\text{s}$$

Para conveniência de calculo adotou-se um tempo de fechamento de 5 segundos, ou seja o coeficiente de descarga multiplicado pela área da seção da válvula terá valor igual $0,050\text{ m}^2$ em $t=0$ e valor nulo em $t = 5\text{s}$, de acordo com a Tabela 6.

Tabela 6 - Variação de CVA para o fechamento lento do segundo caso com comprimento de 4100m.

n	t(s)	$A_n\text{ (m}^2\text{)}$	CV	CVA (m ²)
1	0	0,78	0,063	0,05
2	5	0	0,063	0

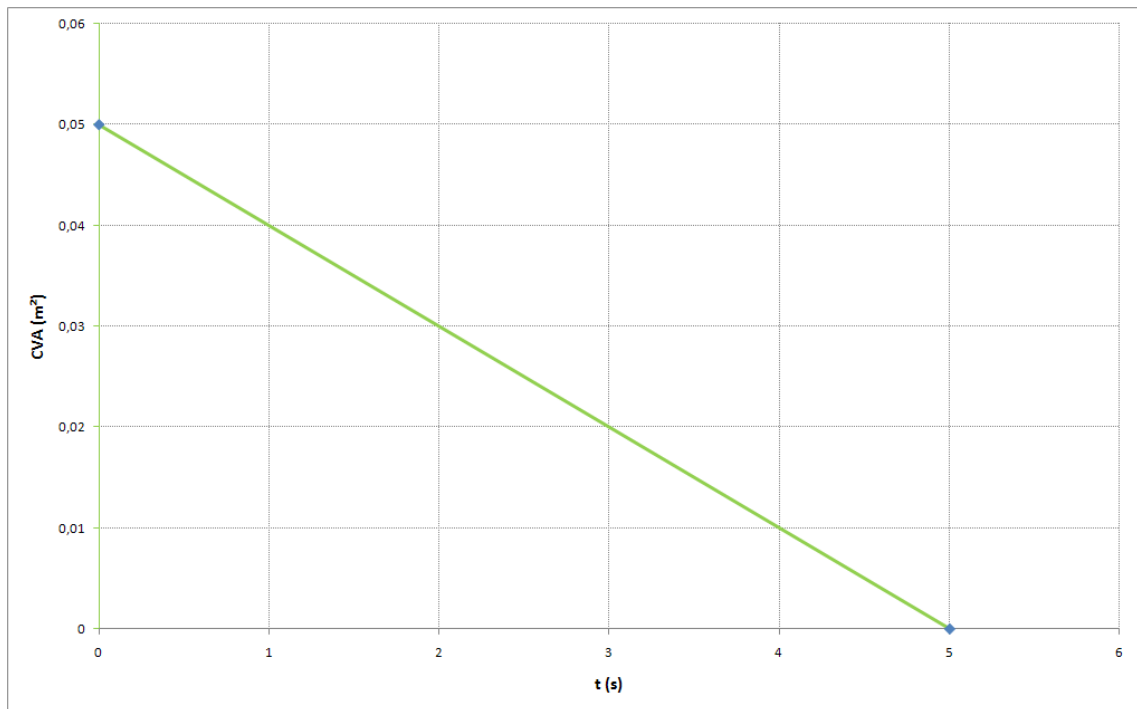


Figura 18 - Gráfico do Fechamento teórico da válvula e variação de CVA para o fechamento rápido do segundo caso com comprimento de 4100m.

Em seguida calcula-se o incremento máximo na pressão no local imediatamente a montante da válvula a partir da fórmula de Alliévi para $f = 0,010$ e $f = 0,030$.

- $f = 0,030$

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{1,81}{0,78} = 2,32 \text{ m/s}$$

Então

$$H = \frac{aV}{G}$$

$$H = \frac{1025 \cdot 2,32}{9,81} = 242,40 \text{ mca}$$

Soma-se o valor obtido acima com a carga inicial na válvula que foi de 66,73 mca, fornecendo uma sobre-pressão máxima de 309,10 mca.

- $f = 0,010$

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{2,05}{0,78} = 2,62 m/s$$

Então

$$H = \frac{aV}{G}$$

$$H = \frac{1025 \cdot 2,62}{9,81} = 274,61 mca$$

Neste caso o valor da carga inicial da válvula foi de 85,75 mca e então se deve somar o valor obtido acima para se ter a sobre-pressão máxima na válvula que será de 360,36mca.

O resultado da simulação e os valores máximos e mínimos para o caso de fechamento rápido, comprimento de 4100 metros e para ambos os fatores de atrito é mostrado abaixo.

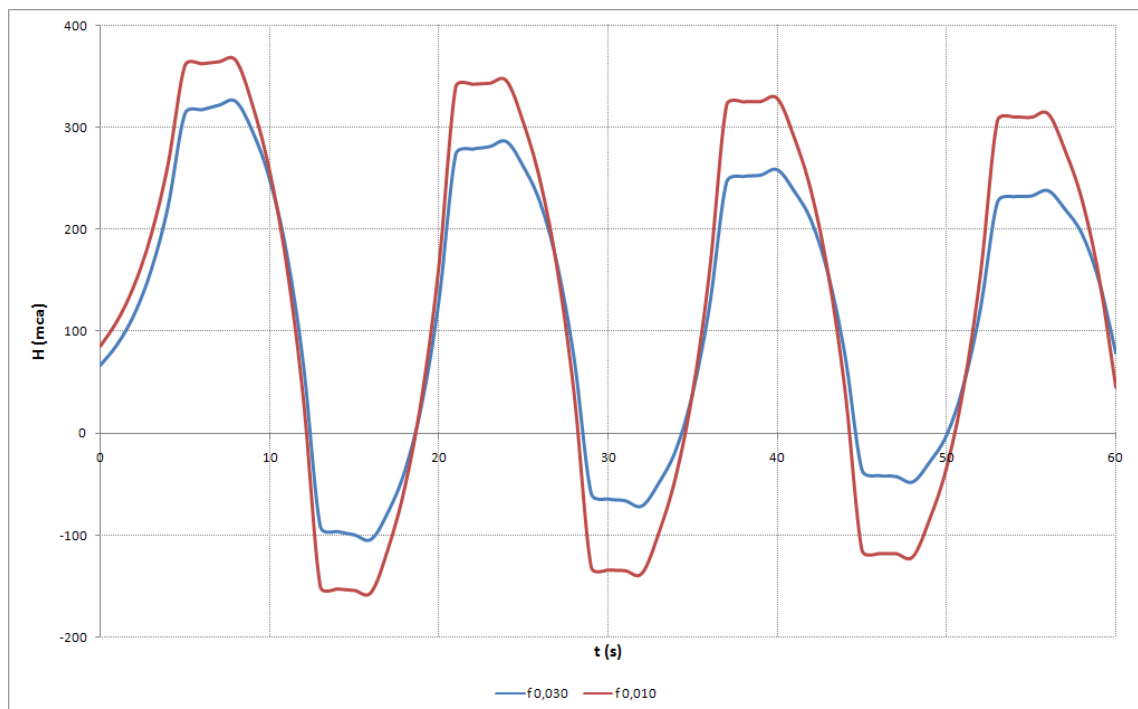


Figura 19 - Cargas Extremas obtidas através da simulação de fechamento rápido para o segundo caso com comprimento de 4100 m.

A sobre-pressão máxima para o fechamento rápido, $f = 0,030$ e comprimento 4100 m foi de 325,60 mca, maior do que o cálculo inicial por Alliévi de 309,10 mca, e a máxima sub-pressão foi de -104,40 mca.

Para o fechamento rápido, $f = 0,010$ e comprimento 4100 m, a sobre-pressão máxima foi de 366,6 mca, neste caso bem próximo aos 360,36 mca obtidos por Alliévi e máxima sub-pressão foi de -156,08 mca.

Comparando a Figura 19, com o apresentado no Item 5.1.1, entre as quais, as simulações tiveram apenas o comprimento da tubulação alterado, nota-se que este último parâmetro apresenta grande influência, de forma que se diminuindo a distância percorrida pela onda de choque há uma menor atenuação da mesma por conta do atrito nas paredes da tubulação, com maiores amplitude para o menor fator de atrito, bem como o tempo de reflexão é menor acarretando um maior número de picos de sobre e sub-pressão para um mesmo intervalo.

5.2.2. Fechamento Lento

A seguir serão apresentados os resultados para as simulações considerando as hipóteses de fechamento lento, ou seja, tempo de fechamento maior que o período da tubulação para os casos mostrados anteriormente, variando o comprimento da tubulação e também o fator de atrito.

5.2.2.1. Fechamento Lento Comprimento Igual a 8200 m

Novamente, com igualdade de condições ontem igualdade de resultados e por isso adotou-se tempo de fechamento igual a 30 segundos para que os resultados fossem os mesmos do item 5.1.2.

5.2.2.2. Fechamento Lento Comprimento Igual a 4100m

O tempo de Fechamento neste caso é calculado abaixo.

$$t > \frac{2X}{a}$$

$$t > \frac{2 \cdot 4100}{1025}$$

$$t > 8s$$

E desta forma será adotado um tempo de 15 segundos e a variação do coeficiente de vazão multiplicado pela área se dará como mostrado na Tabela 7.

Tabela 7 - Apresenta a variação de CVA para o segundo caso, como fechamento lento e comprimento igual a 4100m.

n	t(s)	A _n (m ²)	CV	CVA (m ²)
1	0	0,78	0,063	0,05
2	5	0,52	0,063	0,033
3	10	0,26	0,063	0,016
4	15	0	0,063	0

O fechamento teórico da válvula é mostrado na Figura 20 .

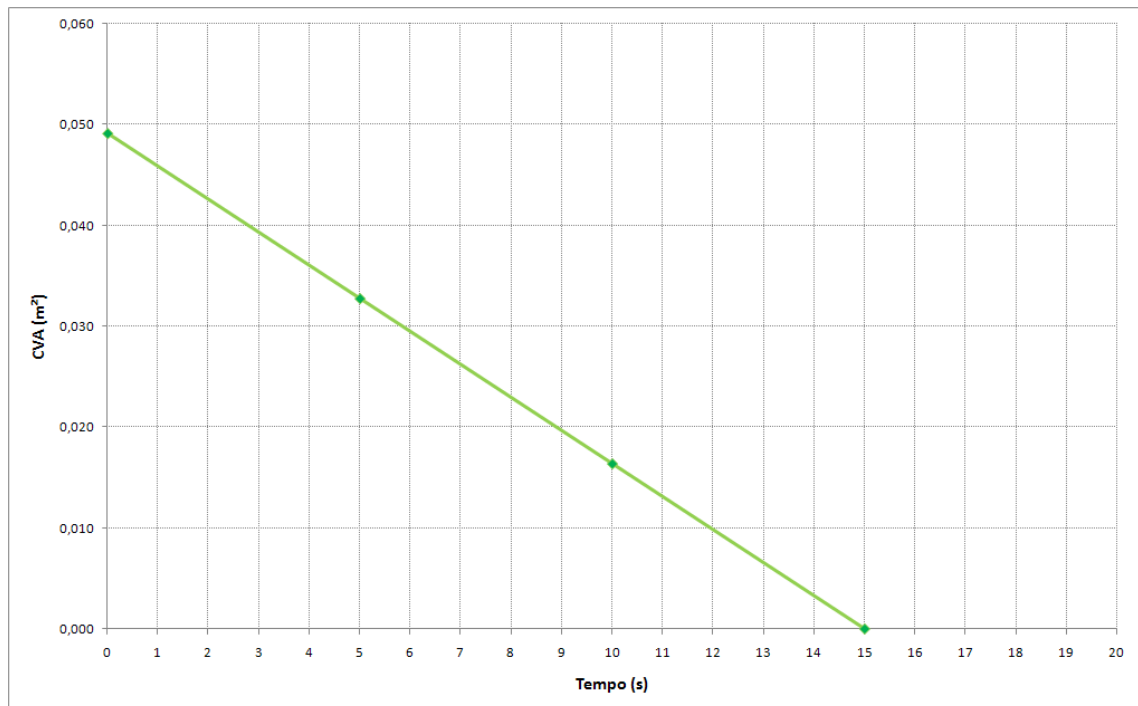


Figura 20 - Gráfico do Fechamento teórico da válvula e variação de CVA para o fechamento lento do segundo caso com comprimento de 4100m.

- $f = 0,030$

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{1,81}{0,78} = 2,32 \text{ m/s}$$

Então utilizando a fórmula de Michaud tem-se:

$$H = \frac{2.XV}{Gt}$$

$$H = \frac{2.4100.2,32}{9,81.15} = 129,31 mca$$

Agora com o $f = 0,030$ tem-se por Michaud um acréscimo de 129,31 mca na carga inicial da válvula calculada pela simulação que é de 66,73 mca, sendo que a máxima sobre-pressão neste caso será dada pela soma destas duas cargas é igual a 196,04 mca.

- $f = 0,010$

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{2,05}{0,78} = 2,63 m/s$$

Então utilizando a fórmula de Michaud tem-se:

$$H = \frac{2.XV}{Gt}$$

$$H = \frac{2.4100.2,63}{9,81.15} = 146,56 mca$$

Já se conhece a carga inicial na válvula, que neste caso é de 85,75mca, portanto para se ter a sobre-pressão máxima soma-se o valor obtido acima, de modo que a máxima sobre-pressão para o fechamento lento sob estas condições será de 232,31 mca.

Após a simulação montou-se o gráfico mostrado na Figura 21 abaixo que traz a variação de pressão para o caso do fechamento lento com comprimento da tubulação de 4100 m.

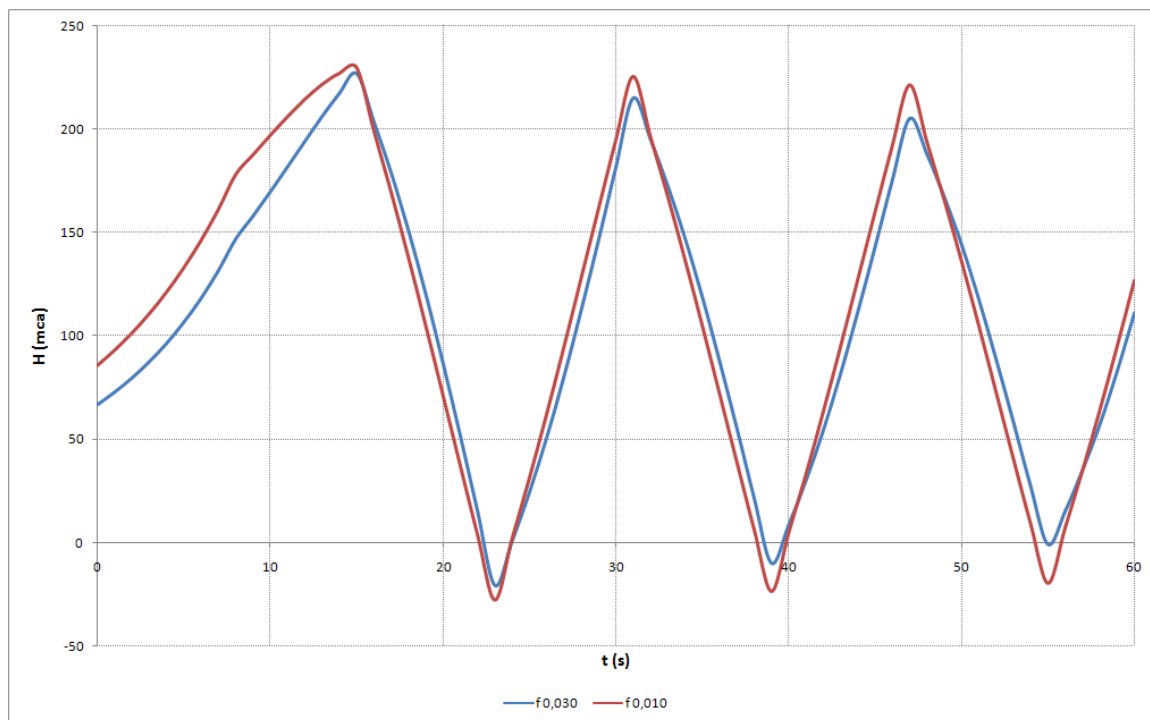


Figura 21 - Cargas Extremas obtidas através da simulação de fechamento lento para o segundo caso com comprimento de 4100 m.

Observou-se um comportamento bastante semelhante neste caso, com as cargas para $f = 0,010$ ligeiramente maiores como era de se esperar. O Valor máximo da carga hidráulica com o fator de atrito $f = 0,010$ foi de 229,97 mca, pouco inferior ao calculado por Michaud de 232,31 mca, e a máxima sub-pressão neste caso foi de -27,76 mca.

Para $f = 0,030$ a máxima sobre-pressão obtida durante a simulação foi de 226,83 mca, desta vez ligeiramente superior aos 196,04 mca obtidos por Michaud. A maior sub-pressão neste caso foi de -20,61 mca, com pequena variação de acordo com os fatores de atrito.

Com o fechamento lento, além de um retardo na ocorrência das cargas extremas, percebe-se uma quase igualdade entre estes valores, havendo uma atenuação significativa pelos motivos já expostos quanto ao fechamento da válvula, que faz com que parte da onda de pressão possa se propagar a jusante da válvula.

5.3. Terceiro Caso – Variando Fator de Atrito, o Comprimento da Tubulação e Diâmetro da Tubulação

Neste terceiro caso é abordada a variação de outro fator determinante nos efeitos dos transientes hidráulicos, constituído no diâmetro da tubulação. São realizadas simulações aumentando o diâmetro da tubulação a fim de comparar com os casos

anteriores, os quais consideravam diâmetro constante de 1 m. Desta forma, serão omitidos nestes casos as simulações de diâmetro igual a 1m por serem idênticas às realizadas no item 5.2.

A principal diferença quando na ocorrência dos transientes hidráulicos quando se varia o diâmetro da tubulação consiste na alteração da celeridade de forma a influência diretamente na determinação do fechamento rápido e lento da válvula. As demais características da tubulação são mantidas, alterando somente o diâmetro de 1 m para 2 m, uma variação bastante significativa, mas que é adequada para a avaliação da influência deste parâmetro na ocorrência de transientes.

Portanto, o primeiro procedimento que deve ser tomado é o cálculo da nova celeridade através da equação (10)

$$a^2 = \frac{\frac{K_a}{\rho}}{1 + \left(\frac{K}{E}\right)\left(\frac{D}{e}\right)c_1}$$

$$a^2 = \frac{\frac{2,1 \cdot 10^9}{10^3}}{1 + \left(\frac{2,1 \cdot 10^9}{210 \cdot 10^9}\right)\left(\frac{2,00}{0,010}\right) \cdot 1}$$

$$a = 836,66 \text{ m/s}$$

Obtido o novo valor da celeridade procede-se o cálculo do período da tubulação de onde se pode adotar os tempos de fechamento rápido e lento.

5.3.1. Fechamento Rápido

Neste item é definido o tempo de fechamento rápido e as simulações para os dois casos de fator de atrito, de comprimento da tubulação e com diâmetro igual a 2 m.

5.3.1.1. Fechamento Rápido e Comprimento Igual a 8200 m

O período da tubulação é calculado a seguir:

$$\tau = \frac{2X}{a}$$

$$\tau = \frac{2.8200}{836,66}$$

$$\tau = 19,60s$$

Desta forma o fechamento rápido deverá ocorrer em tempo menor que 19,60 s e, por conveniência adotou-se 15 s. Desta forma a variação do coeficiente de vazão multiplicado pela área da seção transversal, que agora é de 3,14 m², é mostrado na Tabela 9 .

Tabela 8 - Variação de CVA para o terceiro caso, com fechamento lento e comprimento de 8200m.

n	t(s)	A _n (m ²)	CV	CVA (m ²)
1	0	3,14	0,063	0,198
2	5	2,09	0,063	0,132
3	10	1,05	0,063	0,066
4	15	0,00	0,063	0,000

A Figura 22 mostra o fechamento teórico da válvula desde t=0 quando a mesma se encontra totalmente aberta até t = 15 s com a válvula completamente fechada.

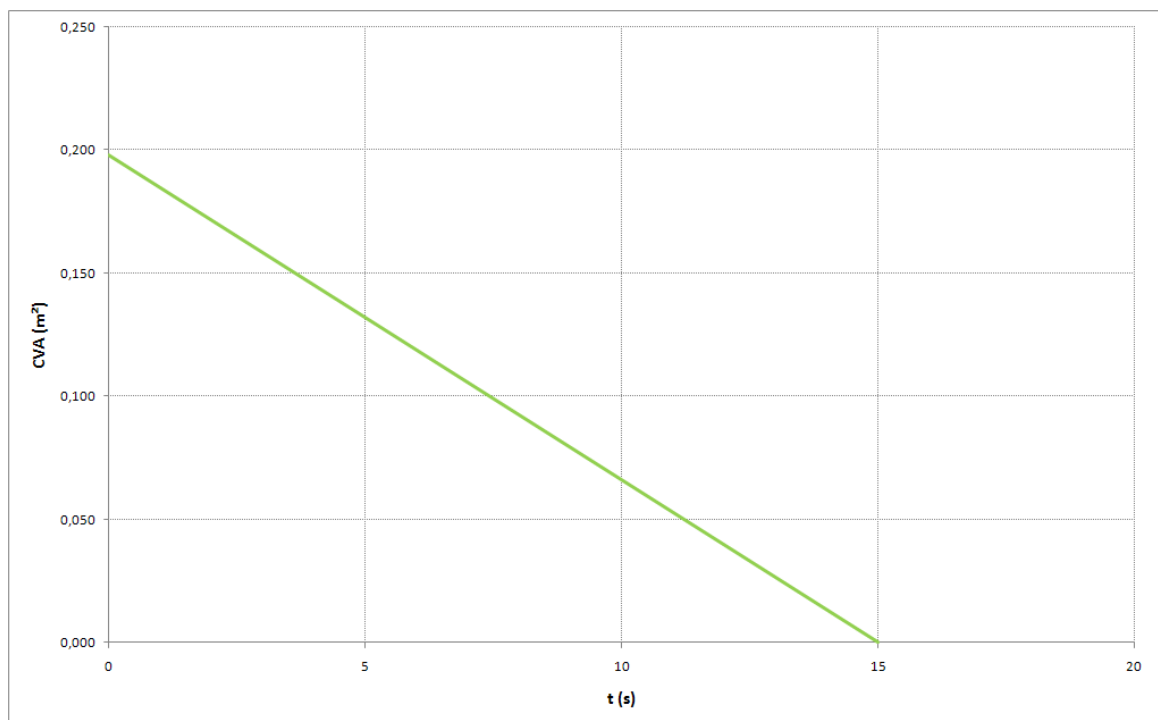


Figura 22 - Gráfico do Fechamento teórico da válvula e variação de CVA para o fechamento lento do terceiro caso com comprimento de 8200m.

- $f = 0,030$

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{7,19}{3,14} = 2,29 \text{ m/s}$$

Então

$$H = \frac{aV}{G}$$

$$H = \frac{836,66 \cdot 2,29}{9,81} = 195,30 \text{ mca}$$

Com o valor fornecido acima por Alliévi tem-se que a sobre-pressão máxima no sistema para este caso é de 262,48 mca, pois se soma aos 67,18 mca de carga inicial na válvula obtidas na simulação.

- $f = 0,010$

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{8,13}{3,14} = 2,59 \text{ m/s}$$

Então

$$H = \frac{aV}{G}$$

$$H = \frac{836,66 \cdot 2,59}{9,81} = 220,82 \text{ mca}$$

A sobre-pressão máxima para este caso será o valor calculado acima por Alliévi, 220,82 mca somado à carga inicial na válvula calculada na simulação de 85,99 mca, ou seja 269,81.

A Figura 23 mostra a comparação da ocorrência dos transientes para o fechamento rápido, comprimento 8200 m e diâmetro 2 m para os diferentes fatores de atrito.

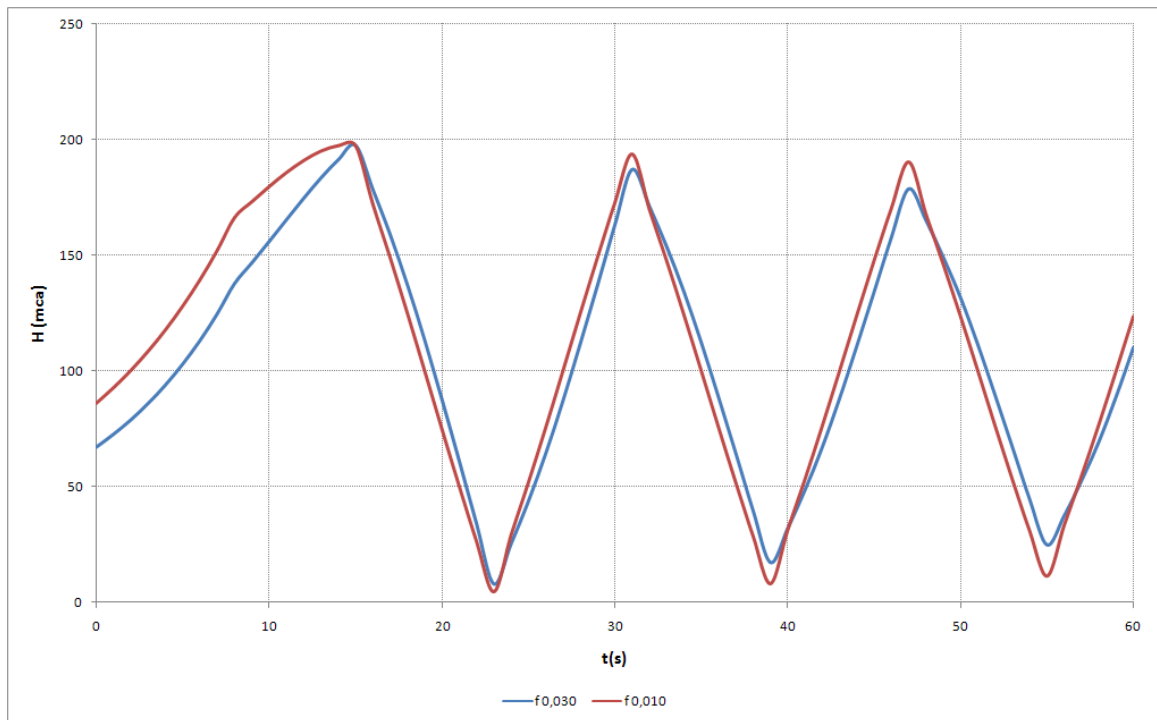


Figura 23 - Cargas Extremas obtidas através da simulação de fechamento rápido para o terceiro caso com comprimento de 8200 m e diâmetro de 2m.

Com a variação do diâmetro as diferenças das curvas dos transientes diminuem significativamente, de modo que para $f = 0,030$ o máximo atingiu 197,34 mca, bem mais baixo que a sobre-carga máxima de 262,48 mca calculada por Alliévi, e a maior sub-pressão foi de 8,12 mca. Quanto à simulação com $f = 0,010$ a carga máxima foi de 197,36 mca frente aos 269,81 mca de Alliévi, e máxima sub-pressão foi de 4,49 mca.

Quando se compara os resultados desta simulação, com as de diâmetro da tubulação de diâmetro de um metro, fica clara a influência da celeridade na magnitude dos efeitos dos transientes hidráulicos, de modo que com menor celeridade diminuem-se significativamente as sobre e sub-pressões no sistema.

5.3.1.2. Fechamento Rápido e Comprimento Igual a 4100 m

O período da tubulação é calculado a seguir:

$$\tau = \frac{2X}{a}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 4100}{836,66}$$

$$\tau = 9,08s$$

Desta forma o fechamento rápido deverá ocorrer em tempo menor que 9,08s e, por conveniência adotou-se 5 s. Assim, a variação do coeficiente de vazão multiplicado pela área da seção transversal, que agora é de 3,14 m², é mostrado na Tabela 9 .

Tabela 9 - Variação de CVA para o terceiro caso, com fechamento lento e comprimento de 4100m.

n	t(s)	A _n (m ²)	CV	CVA (m ²)
1	0	3,14	0,063	0,198
2	5	2,09	0,063	0

A Figura 24 apresenta o gráfico do fechamento teórico da válvula, com CVA variando de 0,198 m² a zero em um intervalo de 5 segundos.

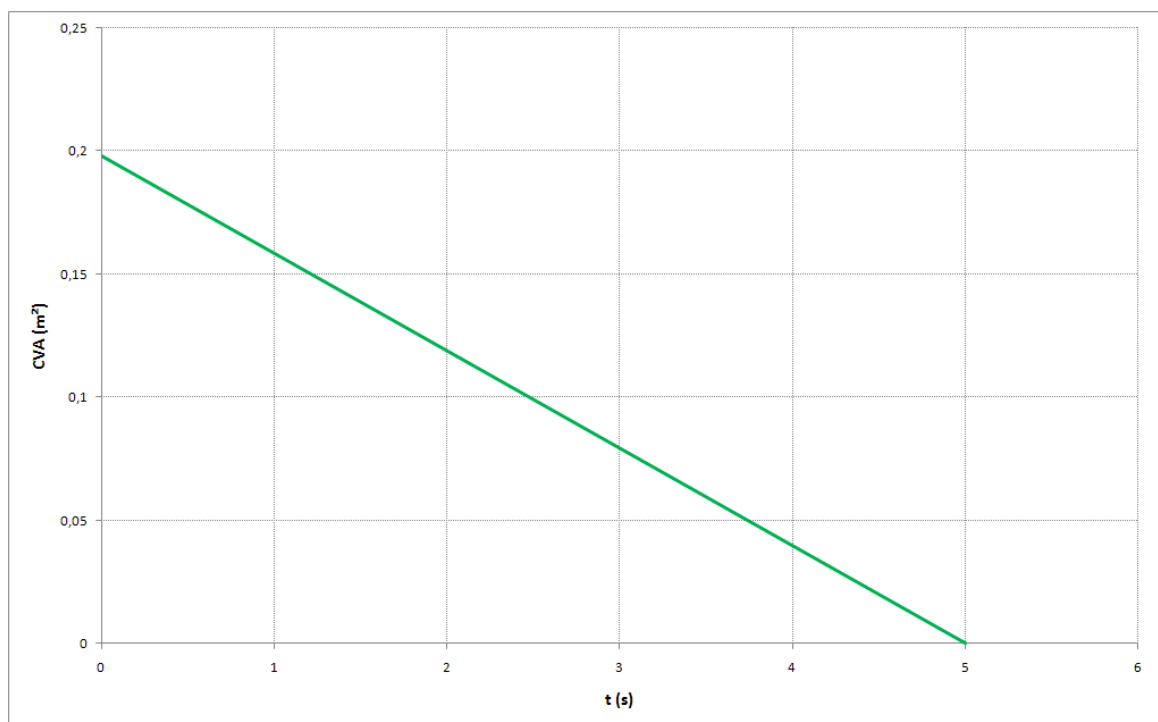


Figura 24 - Gráfico do Fechamento teórico da válvula e variação de CVA para o fechamento lento do terceiro caso com comprimento de 4100m.

- $f = 0,030$

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{7,86}{3,14} = 2,50 \text{ m/s}$$

Então

$$H = \frac{aV}{G}$$

$$H = \frac{836,66.2,50}{9,81} = 213,49mca$$

Para o fator de atrito $f = 0,030$ a sobre-pressão máxima na válvula calcula pela estimativa de Alliévi, de 213,49 mca, somada à estimativa inicial obtida pela simulação de 80,37 mca é de 293,86 mca.

- $f = 0,010$

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{8,43}{3,14} = 2,68m/s$$

Então

$$H = \frac{aV}{G}$$

$$H = \frac{836,66.2,68}{9,81} = 228,97mca$$

Com o valor da carga obtida na simulação de 92,47 mca e a estimativa da carga de Alliévi pode-se ter idéia a sobre-pressão máxima na válvula que seria de 321,44 mca.

Para comparar os resultados das simulações para os transientes nestes casos utiliza-se o gráfico mostrado na Figura 25 .

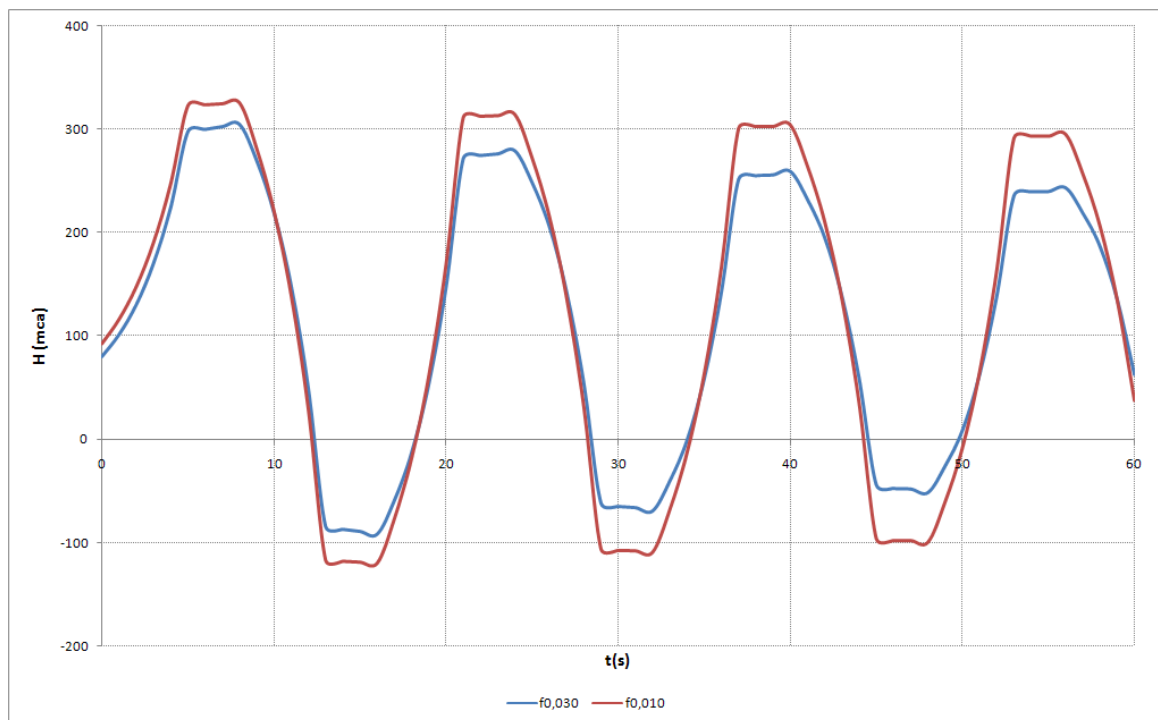


Figura 25 - Cargas Extremas obtidas através da simulação de fechamento rápido para o terceiro caso com comprimento de 4100 m e diâmetro de 2m.

Os valores máximos de sobre-pressão e sub-pressão de acordo com as simulações para $f = 0,030$ são, respectivamente 304,95 mca e $-91,33$ mca, sendo que a sobre-pressão máxima estimada por Alliévi foi de 293,86 mca. Para o $f = 0,010$ os valores máximos de sobre-pressão e sub-pressão dão, respectivamente, 325,77 mca e $-120,06$ mca, sendo que o valor de máxima apresentou-se ligeiramente maior que a carga máxima de 321,44 mca estimada por Alliévi.

Com a variação do comprimento da tubulação, e conseqüentemente o tempo de reflexão da onda, percebe-se que mantendo-se as demais condições da simulação, já não a mesma regularidade entre os efeitos do fator de atrito, de forma na forma de que as cargas extremas para o menor fator de atrito voltam a ser significativamente maiores, ao contrário do caso anterior.

Em comparação com caso correspondente a este, e de diâmetro menor, mais uma vez percebe-se a influência da menor celeridade fazendo com que as sobre e sub-pressões mantenham-se menores.

5.3.2. Fechamento Lento

Mesmas condições do item 5.3.1 onde se varia apenas o tempo de fechamento como exposto a seguir.

5.3.2.1. Fechamento Lento e Comprimento Igual a 8200 m

Como visto no item anterior o período da tubulação para o comprimento de 8200 m e com diâmetro de 2 m é de 16,8 s, sabe-se que para o fechamento da válvula constituir uma manobra lenta, ela possuir um tempo de execução superior a 16,8 segundos.

Tendo isto em vista, e por conveniências de cálculo adotou-se um tempo de fechamento de 30 s como mostra a Tabela 10 que apresenta a variação do coeficiente de vazão multiplicado pela área da seção transversal na válvula.

Tabela 10 - Tabela 9 - Variação de CVA para o terceiro caso, com fechamento lento e comprimento de 8200m.

n	t(s)	A _n (m ²)	CV	CVA (m ²)
1	0	3,14	0,063	0,198
2	5	2,62	0,063	0,165
3	10	2,09	0,063	0,132
4	15	1,57	0,063	0,099
5	20	1,05	0,063	0,066
6	25	0,52	0,063	0,033
7	30	0,00	0,063	0,000

Figura 26 apresenta o gráfico do fechamento teórico da válvula para este caso.

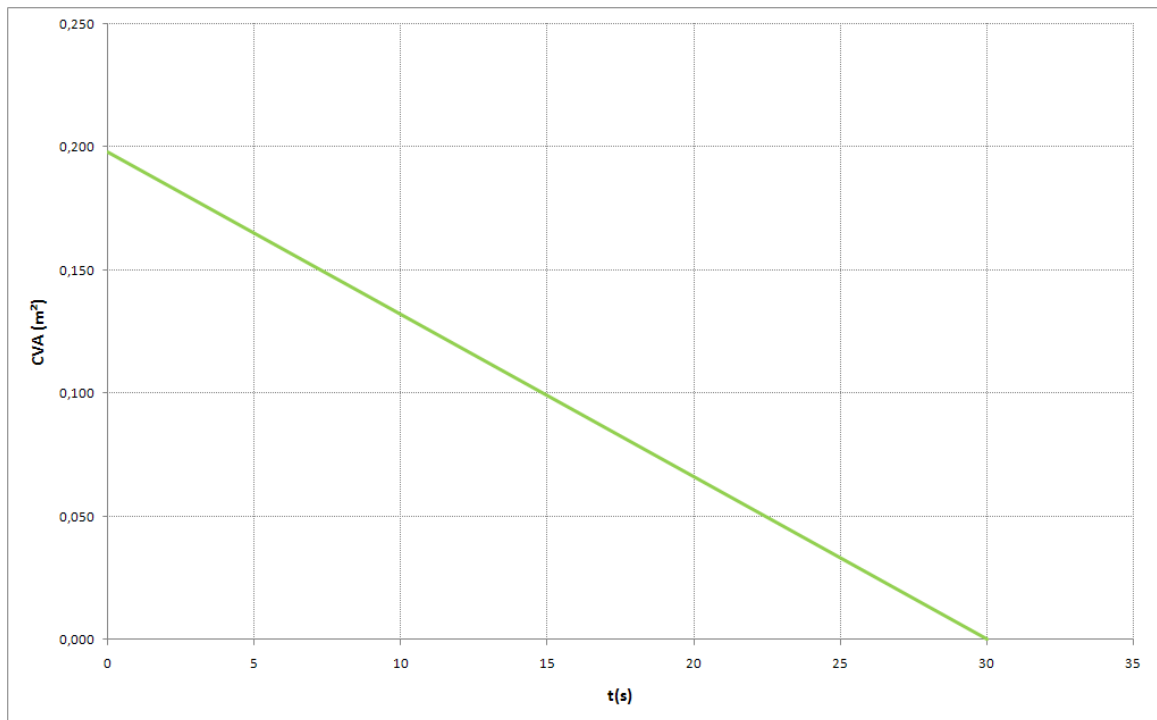


Figura 26 - Gráfico do Fechamento teórico da válvula e variação de CVA para o fechamento lento do terceiro caso com comprimento de 8200m.

Uma vez definido o tempo de fechamento lento, pode-se realizar as simulações e estimativas de sobre e sub-pressões para os diferentes fatores de atrito, lembrando que para estimativa empírica deve-se utilizar a equação de Michaud no caso de fechamento lento

- $f = 0,030$

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{7,19}{3,14} = 2,29 \text{ m/s}$$

Então utilizando a fórmula de Michaud tem-se:

$$H = \frac{2.XV}{Gt}$$

$$H = \frac{2.8200.2,29}{9,81.30} = 127,61 \text{ mca}$$

E agora, somando-se o valor calculado acima à carga inicial na válvula de 67,18 mca obtidos na simulação tem-se a máxima sobre-pressão estimada para este caso com $f = 0,030$ de 194,79 mca.

- $f = 0,010$

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{8,13}{3,14} = 2,59 \text{ m/s}$$

Então utilizando a fórmula de Michaud tem-se:

$$H = \frac{2.XV}{Gt}$$

$$H = \frac{2.8200.2,59}{9,81.30} = 144,32 \text{ mca}$$

Somando-se o valor obtido pela equação de Michaud ao valor da carga inicial na válvula obtido pela simulação de 85,99 mca, tem-se que a sobre-carga máxima no sistema estimada é de 230,32 mca.

A seguir a Figura 27 apresenta os resultados da simulação para ambos os fatores de atrito para fins de comparação.

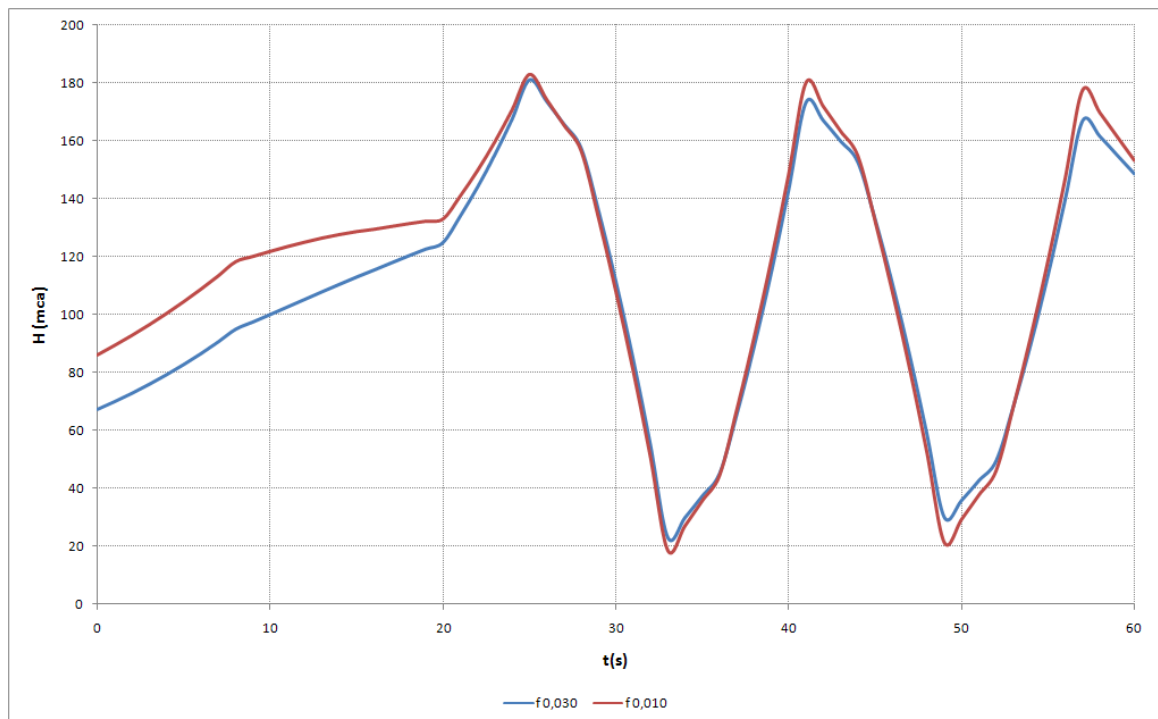


Figura 27 - Cargas Extremas obtidas através da simulação de fechamento lento para o terceiro caso com comprimento de 8200 m e diâmetro de 2m.

Novamente as curvas apresentaram-se bastante semelhantes, principalmente após os primeiros 20 segundos, período no qual a válvula encontra-se totalmente

fechada. Para o caso de $f = 0,030$ a sobre-pressão máxima e a maior sub-pressão foram, respectivamente, 181,17 mca e 22,90 mca. Neste caso ainda constatou-se que a máxima sobre-pressão dada pela simulação ficou pouca abaixo da máxima calculada por Michaud que foi de 194,79 mca.

No caso de $f = 0,010$ a máxima sobre-pressão estimada por Michaud de 230,32 ficou bastante acima da calculada na simulação de 182,95 mca, muito próxima da máxima sobre-pressão com o maior fator de atrito. A máxima sub-pressão para $f = 0,010$ também foi maior, mas os valores ainda ficaram muito próximos, neste caso de 18,48 mca.

Mais uma vez para o fechamento lento percebe-se uma maior demora na ocorrência dos picos de carga explicados pela dissipação parcial da onda de choque a jusante da válvula quando esta encontra-se ainda parcialmente aberta, o que também contribui para a ocorrência de valores de pico menores. Todavia, curiosamente os valores de pico para o fechamento lento com maior diâmetro apresentaram-se maiores que os mesmos para o caso de diâmetro menor. Isto pode ser explicado porque adotou-se um mesmo tempo de fechamento, de modo que com o coeficiente de vazão multiplicado pela área da seção diminui muito mais rapidamente. Em outras palavras, com válvula se fechando mais rapidamente há uma menor atenuação nas cargas extremas devido à propagação de jusante.

5.3.2.2. Fechamento Lento e Comprimento Igual a 4100 m

Conforme calculado no item 5.3.1.2, sabe-se que o período da tubulação é de 9,08 s para a tubulação de comprimento 4100 m e diâmetro de 2m, e portanto, o tempo de fechamento da válvula para consistir em uma manobra lenta deve ser maior que este valor. Mais uma vez, a fim de garantir a condição de manobra lenta e também para uma conveniência de cálculo adotou-se um tempo de fechamento de 15 s, como mostra a Tabela 11 que representa a variação do coeficiente de atrito multiplicado pela área da seção transversal do tempo zero até 15 s.

Tabela 11 - Variação de CVA para o terceiro caso, com fechamento lento e comprimento de 4100m.

n	t(s)	A_n (m²)	CV	CVA (m²)
1	0	3,14	0,063	0,198
2	5	2,09	0,063	0,132
3	10	1,05	0,063	0,066
4	15	0	0,063	0

Este caso apresenta mesmo comportamento do item 5.3.1.1 e portanto pode ser exemplificado pela Figura 22.

Então, definido o tempo de fechamento procede-se a simulação e avalia-se as estimativas iniciais de sobre-pressão máxima pela equação Michaud, como segue:

- **$f = 0,030$**

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{7,86}{3,14} = 2,50 m/s$$

Então utilizando a fórmula de Michaud tem-se:

$$H = \frac{2.XV}{Gt}$$

$$H = \frac{2.4100.2,50}{9,81.15} = 139,31 mca$$

Este resultado, somado à carga inicial na válvula, que foi de 80,37 mca, fornece a estimativa inicial da máxima sobre-pressão para este caso que é de 219,68 mca.

- **$f = 0,010$**

$$V = \frac{Q_0}{A}$$

$$V = \frac{8,43}{3,14} = 2,04 m/s$$

Então utilizando a fórmula de Michaud tem-se:

$$H = \frac{2.XV}{Gt}$$

$$H = \frac{2.4100.2,04}{9,81.15} = 113,4 mca$$

Somando à carga inicial de 92,47mca, tem-se que a máxima sobre-pressão estimada neste caso é de 206,21 mca.

O resultado gráfico das simulações é apresentado na Figura 28 onde pode ser comparado com os valores obtidos empiricamente.

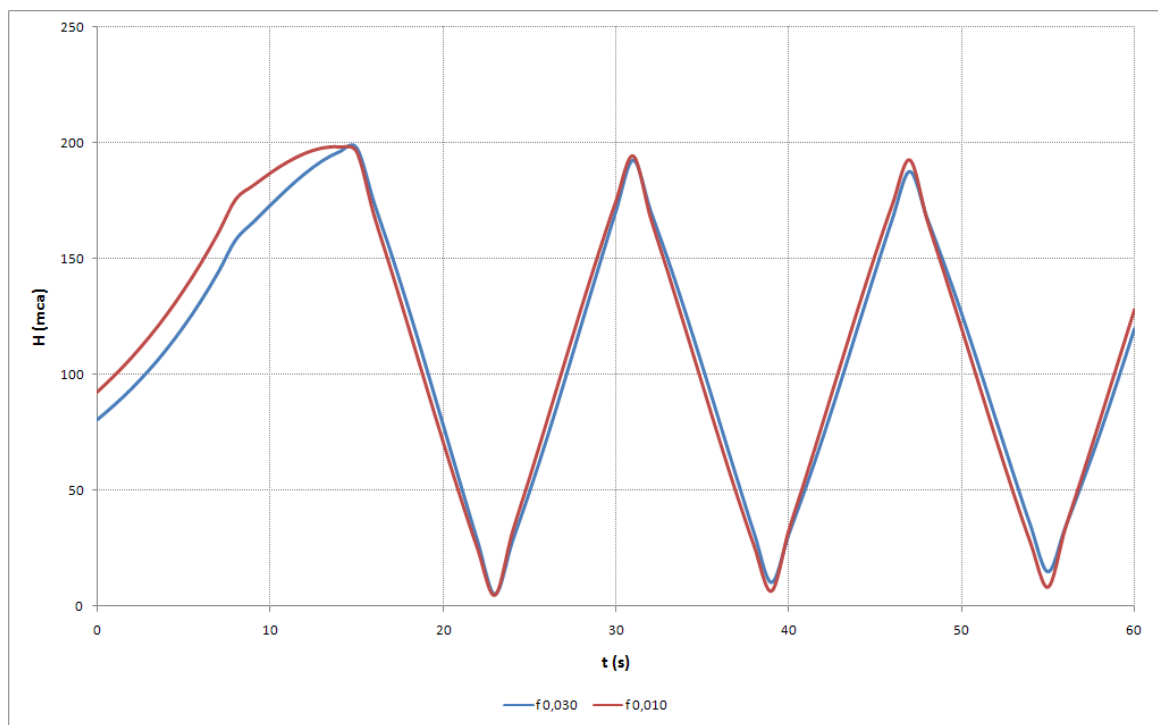


Figura 28 - Cargas Extremas obtidas através da simulação de fechamento lento para o terceiro caso com comprimento de 4100 m e diâmetro de 2m.

Como nos casos anteriores, após o aumento do diâmetro as curvas apresentaram-se bastante semelhantes, sendo que os máximos e mínimos mantiveram-se sempre muito próximos. Para $f= 0,030$ a máxima carga foi de 198,39 e máxima sub-pressão foi de 4,56. Já para $f= 0,010$ a máxima sobre-pressão foi de 197,86 mca e a máxima sub-pressão foi de 4,56 mca.

Ambos os valores de sobre-pressão se apresentam pouco maiores do que os observados nas simulações, com máximos de 206,21 mca e 219,68 mca para $f= 0,010$ e $f= 0,030$, respectivamente, sendo que no segundo o caso a diferença foi mais significativa.

Em relação ao fechamento lento com maior comprimento e igual diâmetro mais uma vez fica clara a influência do comprimento quanto ao período da tubulação e conseqüentemente às cargas extremas. Já em relação ao caso similar com menor diâmetro as cargas extremas apresentaram-se superiores, mas isto novamente é

explicado pela maior variação da área da seção em menor tempo, que faz com que mesmo com fechamento lento haja uma menor dissipação de onda de choque com a válvula parcialmente aberta.

Concluindo o capítulo dos Resultados, as Tabelas 12, 13 e 14 apresentam uma compilação geral dos resultados para o primeiro, segundo e terceiro caso respectivamente.

Tabela 12 - Resumo dos resultados para o primeiro caso.

Caso 1 - Varia Fator de Atrito						
Fechamento	f	X (m)	D (m)	$H_{m\acute{a}x}$ (mca)	$H_{J,M}$ (mca)	H_{min} (mca)
Rápido	0,03	8200	1,00	218,36	260,30	-7,60
	0,01	8200	1,00	228,88	332,25	-24,57
Lento	0,03	8200	1,00	152,08	162,08	49,81
	0,01	8200	1,00	148,74	212,23	51,88

Tabela 13 - Resumo dos resultados para o segundo caso.

Caso 2- Varia Fator de Atrito, e Comprimento						
Fechamento	f	X (m)	D (m)	$H_{m\acute{a}x}$ (mca)	$H_{J,M}$ (mca)	H_{min} (mca)
Rápido	0,03	8200	1,00	218,36	260,30	-7,60
	0,01	8200	1,00	228,88	332,25	-24,57
Lento	0,03	8200	1,00	152,08	162,08	49,81
	0,01	8200	1,00	148,74	212,23	51,88
Rápido	0,03	4100	1,00	325,60	309,10	-104,40
	0,01	4100	1,00	366,60	360,36	-156,08
Lento	0,03	4100	1,00	196,04	226,86	-20,61
	0,01	4100	1,00	232,31	229,97	-27,76

Tabela 14 - Resumo dos resultados para o terceiro caso.

Caso 3 - Varia Fator de Atrito, Comprimento e Diâmetro						
Fechamento	f	$X (m)$	$D (m)$	$H_{m\acute{a}x} (mca)$	$H_{J,M} (mca)$	$H_{min} (mca)$
Rápido	0,03	8200	1,00	218,36	260,30	-7,60
	0,01	8200	1,00	228,88	332,25	-24,57
Lento	0,03	8200	1,00	152,08	162,08	49,81
	0,01	8200	1,00	148,74	212,23	51,88
Fechamento	f	$X (m)$	$D (m)$	$H_{m\acute{a}x} (mca)$	$H_{J,M} (mca)$	$H_{min} (mca)$
Rápido	0,03	8200	2,00	197,34	262,48	8,12
	0,01	8200	2,00	197,36	269,81	4,49
Lento	0,03	8200	2,00	181,17	194,79	22,90
	0,01	8200	2,00	182,95	230,32	18,48
Fechamento	f	$X (m)$	$D (m)$	$H_{m\acute{a}x} (mca)$	$H_{J,M} (mca)$	$H_{min} (mca)$
Rápido	0,03	4100	1,00	325,60	309,10	-104,40
	0,01	4100	1,00	366,60	360,36	-156,08
Lento	0,03	4100	1,00	196,04	226,86	-20,61
	0,01	4100	1,00	232,31	229,97	-27,76
Fechamento	f	$X (m)$	$D (m)$	$H_{m\acute{a}x} (mca)$	$H_{J,M} (mca)$	$H_{min} (mca)$
Rápido	0,03	4100	2,00	304,95	293,86	-91,33
	0,01	4100	2,00	325,77	321,44	-120,60
Lento	0,03	4100	2,00	197,86	219,68	4,94
	0,01	4100	2,00	198,39	206,10	4,56

6. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Com intuito de se melhor avaliar os resultados apresentados no Item 5 criou-se as Tabelas 12, 13 e 14 que fornecem uma compilação geral dos valores de carga máxima e mínima obtidos através das simulações.

Em geral, os resultados apresentaram-se bastante satisfatório e dentro do esperado. Já se previa, com a variação do fator de atrito, significativas alterações quando as demais condições se mantivessem idênticas, com exceção para os casos de maior diâmetro e comprimento da tubulação onde os mesmos permaneceram bastante semelhantes, indicando pouca influência da resistência fornecida pelas paredes da tubulação.

Entretanto, em todas as simulações percebe-se que há uma diminuição na carga hidráulica já no início do fechamento devido à perda de carga na tubulação, seguida de um grande aumento da carga, novo rebaixamento a valores de pressão negativa em alguns casos, novamente sobre-pressão, e assim sucessivamente tendendo para uma estabilização.

Os resultados apresentados correspondem às condições críticas das simulações para um sistema reservatório/tubulação/válvula, considerando uma tubulação horizontal, no qual as maiores sobre-pressões e sub-pressões ocorrem imediatamente à montante da válvula em operação. Caso a tubulação seguisse a linha de um terreno irregular, por exemplo, as condições mais críticas não necessariamente ocorreriam no ponto especificado, de modo que mais uma variável deveria ser incluída na simulação, correspondente às cotas dos trechos.

Uma outra expectativa era a grande variação na amplitude das máximas e mínimas cargas de acordo com o tempo de fechamento da válvula. Ficou comprovado que aumentando o tempo de fechamento da válvula pode-se diminuir significativamente os efeitos dos transientes hidráulicos, já que ocorre uma satisfatória atenuação das ondas de choque antes do fechamento completo da válvula para o caso do fechamento lento. Com o fechamento lento da válvula, a após a reflexão da onda no reservatório e na sua chegada à válvula novamente, esta estando parcialmente aberta, permite uma dissipação parcial da onda, ou seja, há uma propagação parcial da onda de choque para jusante da válvula diminuindo bastante a amplitude das cargas no trecho entre a válvula e o reservatório.

Todavia, esta atenuação por dissipação à jusante é menor para os casos com maior diâmetro, já que a área da seção varia muito mais em menor ou igual intervalo de tempo, diminuindo também a dissipação de jusante da onda de choque.

O aumento do diâmetro provoca a diminuição da celeridade, que por consequência diminui as amplitudes dos fenômenos transientes, entretanto para maiores diâmetros também devem maiores os tempos de manobra havendo uma compensação.

Em relação aos resultados calculados pelas equações de Alliévi e Michaud predominaram valores superestimados em relação à aqueles calculados a partir das simulações, todavia houve casos nos quais os valores calculados empiricamente mostraram-se inferiores e também muito próximos das saídas do modelo.

AZEVEDO NETO et al (1998) afirma que a fórmula de Michaud leva a valores superiores aos verificados experimentalmente, mas que possui uma adequada aplicação para estimação das cargas e do tempo de fechamento já que favorece a segurança. O mesmo pode-se dizer da fórmula de Alliévi, apesar de ambos apresentarem, em alguns casos, valores menores do que aqueles simulados.

As maiores diferenças entre os valores calculados empiricamente em relação aos do modelo foram da ordem de 60 e 40 mca, um tanto significativas, e ocorreram para as simulações de maior comprimento e maior fator de atrito. Mas além destes casos, percebe-se que foram obtidos resultados razoavelmente parecidos para as demais simulações, mostrando que o modelo é adequado. Pode-se ainda afirmar que os resultados obtidos pelas simulações podem ser considerados mais confiáveis, pois agregam um maior número de variáveis e parâmetros conhecidos da tubulação, os quais são negligenciados pelas fórmulas Alliévi e Michaud, como é o fator de atrito.

7. CONCLUSÃO

Este trabalho teve seus objetivos alcançados quando foi possível a modelagem dos transientes hidráulicos para um Sistema Reservatório/Tubulação/Válvula por meio da implementação de um algoritmo que realizasse esta simulação por meio do método das características.

O método das características constitui uma ferramenta de cálculo de transientes hidráulicos já consagrada e mostrou-se mais uma vez adequada ao fornecer resultados próximos aos esperados e com grande agilidade através de um programa de computador.

Entretanto, não foi possível se determinar qual o grau de confiabilidade dos resultados já que não foi possível a verificação experimental, até porque a simulação trata de um sistema fictício. Quanto a isso, pode-se recomendar ao final desta discussão que, em trabalho futuros, realize-se uma comparação com outros métodos de cálculo dos transientes, tais quais os métodos gráficos e algébricos apresentados no capítulo 3, bem como a realização de medições experimentais em um adutora real.

Outra recomendação para trabalhos futuros pode ser a inserção de mais um parâmetro no cálculo para a variável topográfica da tubulação, a fim de avaliar efeitos da mesma, pontos críticos do sistema e locais adequados para a utilização de dispositivos anti-golpe.

Quanto à comparação entre os resultados das simulações quando foram variados parâmetros de cálculo como o tempo de fechamento da válvula, fator de atrito, comprimento e diâmetro da tubulação, o modelo forneceu satisfatório desempenho demonstrando a influência dos mesmos nas condições de cargas hidráulicas e na distribuição dinâmica das mesmas ao longo do tempo, criando uma boa fonte de informações para o projeto de sistemas de adução de água a fim de evitarem os inconvenientes dos transientes hidráulicos.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. NBR 12215/1991 – Projeto de Adutora de Água para Abastecimento Público, 1991.

ABNT. NBR 12214/1992 – Projeto de Sistema de Bombeamento de Água para Abastecimento Público, 1992.

AMOA, S. O. K., ELBASHIR, M. A. M. **Hydraulic Transient in a Pipeline Using Computer Model to Calculate and Simulate Transient**. Master of Science Thesis in Water Resources. Division of Water Resources Engineering - Department of Building and Environmental Technology – Lund University – Sweden. January 2007.

AZEVEDO NETTO, J. M. , et al. **Manual de Hidráulica**. 8ª edição. Editora Edgard Blücher. São Paulo, 1998.

BERGANT, A. SIMPSON, A. R. , TIJSSELING. **Water Hammer with Column Separation: A Review of Research in the Twentieth Century**. Disponível em <http://alexandria.tue.nl/repository/books/5874547.pdf>. acessado em 02/12/2008.

BOULOS, P. F. et al. **Hydraulic Transient Guidelines for Protecting Water Distribution Systems**. 2005. Peer-Reviewed. 97:5. Journal AWWA. May 2005.

FRANÇA, F. V. P. **Verificação da adequação do Esquema Numérico de MacCormack na solução de Transientes Hidráulicos em condutos forçados**. 2006. 108 f. Dissertação (mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2006.

NEIVA, R. M. ; CASTRO, M. A. H. . **Modelagem de Transientes Hidráulicos em Sistemas de Recalque**. In: Seminário Planejamento, Projeto e Operação de Redes de Abastecimento de Água, O Estado da Arte e Questões Avançadas, 2002, João Pessoa. Anais do Seminário, 2002. v. 1. p. 1-20.

FOX, J. A. **Transient flow in pipes, open channels, and sewers**. ELLIS HORWOOD LIMITED, Chinchester, England. 1989.

KOELLE, E. **Fundamentos dos Transientes Hidráulicos**. Koelle Engineering – São Paulo, 1992.

LAMBERT, M. F. et al. **Detection and Location of a Partial Blockage in a Pipeline using Damping of Fluid Transients**. Journal of Water Resources Planning and Management, Vol. 131, No. 3, May/June 2005, pp. 244-249.

MARTIN, C.S. (1999). **Hydraulic Transients Design for Pipeline Systems**. **Hydraulic Design Handbook**. L. W. Mays. New York, NY, McGraw-Hill: 12.1-12.32.

STREETER, V. L. **Mecânica dos Fluidos**. McGRAW HILL do Brasil. São Paulo, 1977.

TSUTIYA, M. T. **Abastecimento de Água** / Milton Tomoyuki Tsutiya - 3ª edição – São Paulo – Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006. XIII – 643 p.

TSUTIYA, M. T. **Coleta e Transporte de Esgoto Sanitário** / Milton Tomoyuki Tsutiya, Pedro Alem Sobrinho - 1ª edição – São Paulo – Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1999.

VASCONCELOS, J. G. **Modelo matemático para simulação de enchimento de adutoras**. In: 24º Congresso Brasileiro de Engenharia Sanitária e Ambiental, 2007, Belo Horizonte. Anais do 24º Congresso Brasileiro de Engenharia Sanitária e Ambiental, 2007.

VASCONCELOS, J. G. **Apresentação de Aula. UnB – FT – ENC – PTARH**.
<http://www.unb.br/enc/recursoshidricos/goes/documentos/TransientesHidraulicosDispositivosdeControle.pdf>. Acessado em maio de 2008.

WILLI H. HAGER. **Swiss Contribution to Water Hammer Theory**. VAE, ETH-Zentrum. Zurich, Switzerland. Disponível em:
[HTTP://www.iahr.org/publications/assents/jhr39-1/swiss.pdf](http://www.iahr.org/publications/assents/jhr39-1/swiss.pdf) . Acessado em 02/12/2008.

WYLIE, E. B. ; STREETER, V. L. **Fluid Mechanics**. New York, McGRAW-HILL Book Company, 1979.

WYLIE, E. B. **Fluid transients**. New York, McGRAW-HILL Book Company, 1978.

9. APÊNDICES

1. Programa em linguagem FORTRAN Executado pelo Compilador FORCE

3.0

PROGRAM TRANSIENTES HIDRAULICOS

C Lista de Vetores !

C Declaracao de Vetores !

REAL Q(6), QP(6), H(6), HP(6), CVA(40)

C Declaracao de Variaveis !

REAL F, X, A, N, D, HRES, G, JPR, DCV, TMAX, CDA

REAL AREA, B, NS, DT, T, CV

REAL Q0, H0, R, CP, CM, K

INTEGER J, I

C Ler variaveis

WRITE(*,*) 'ENTRE VALOR DE F'
READ (*,*) F

WRITE(*,*) 'ENTRE VALOR DE X'
READ (*,*) X

WRITE(*,*) 'ENTRE VALOR DE A'
READ (*,*) A

WRITE(*,*) 'ENTRE VALOR DE N'
READ (*,*) N

WRITE(*,*) 'ENTRE VALOR DE D'
READ (*,*) D

WRITE(*,*) 'ENTRE VALOR DE HRES'
READ (*,*) HRES

WRITE(*,*) 'ENTRE VALOR DA GRAVIDADE'
READ (*,*) G

WRITE(*,*) 'ENTRE VALOR DE JPR'
READ (*,*) JPR

WRITE(*,*) 'ENTRE VALOR DE DCV'
READ (*,*) DCV

WRITE(*,*) 'ENTRE VALOR DE TMAX'
READ (*,*) TMAX

WRITE(*,*) 'ENTRE OS VALORES DE CVA(i)'
READ (*,*) CVA(1), CVA(2), CVA(3), CVA(4), CVA(5), CVA(6), CVA(7)

C Calcula area, B, NS e DT, K

```

AREA = (3.1415/4 * D * D)
B = A/(AREA*G)
NS=N+1
DT= X/(2*N*A)
K=1

C   Condições em Regime Permanente

CV = CVA(1)
HP(1)= HRES
J=0
T=0

Q0=SQRT(HRES/((1/(2*G*CV*CV)) + (F*X/(D*2*G*AREA*AREA))))

H0 = ((Q0/CV)**2)/(2*G)

R = (HRES - H0)/ (Q0**2*N)

DO I=1 ,NS
  Q(I)= Q0
  H(I)= HRES - (I-1)*R* Q0**2
END DO

C   Formatar dados para saída

1  FORMAT (13X,'PRESSAO E VAZÇO NA TUBULAÇÃO')
2  FORMAT(2X,'T',5X,'CV',5X,'X=',6X,'0.00', 4x,'0.25',4x,'0.50',
  I 4x,'0.75',4x,'1.00')
3  FORMAT (F5.2,1X,F6.4,3X,'H=',2X,5F8.2,/15x,'Q= ',5F8.2)

20 FORMAT (5F8.2)

C   Mostrar dados na tela

WRITE (*,1)
  Write (*,*)*****
*****!
  WRITE (*,2)
  write (*,*)'.....'
  !.....'
5  WRITE (*,3) T, CV, (H(I), I=1, NS), (Q(I), I=1, NS)

OPEN(file='h 1 casorapido f0,01.xls',unit=50,status='unknown',
lform= 'formatted')
OPEN(file='T 1 casorapido f0,01.txt',unit=51,status='unknown',
lform='formatted')
OPEN(file='Tresult 1 rapido f0,01.txt',unit=52,status='unknown',
lform='formatted')
WRITE(50,20) H(5)
WRITE (51,*) T
WRITE (52,2)
WRITE (52,3) T, CV, (H(I), I=1, NS), (Q(I), I=1, NS)
C  write (50,4) (Q(I), I=1, NS)
C  Regime nÆo Permanente

9  T= T + DT
J= J+1

  write (*,*) ' '
  IF(T.GT.TMAX) GO TO 10

  IF (T.GT.K*DCV) THEN

```

```

      K=K+1
      END IF
C      K = I/(DCV+1)

      CV = CVA(K) + ((T-(K-1)*DCV)*(CVA(K+1)- CVA(K)))/DCV

C      Condições de contorno de montante

      QP(1)= Q(2) +(HRES-H(2)-R*Q(2)*ABS(Q(2)))/B

C      Condições de coontorno de jusante

      CP= H(N) + Q(N) * (B-R*ABS(Q(N)))
      QP(NS)= -G * B * CV *CV + SQRT((G*B*CV*CV)**2+( 2*G*CV*CV*CP))
      HP(NS)= CP - B*QP(NS)

C      Seções de Interior

      DO 15 I=2 ,N
      CP=H(I-1)+Q(I-1)*(B-R*ABS(Q(I-1)))
      CM=H(I+1)-Q(I+1)*(B-R*ABS(Q(I+1)))
      HP(I) =(CP+CM)/2
15    QP(I)= (HP(I)-CM)/B

      DO 16 I= 1 ,NS

      H(I) = HP(I)
16    Q(I) = QP(I)

      IF(J/JPR*JPR.EQ.J) GO TO 5
      GO TO 9

10      STOP
      END

```

2. Saída ilustrativa do programa em arquivo.dat

```

      PRESSÃO E VAZÃO NA TUBULAÇÃO
      *****
      T      CV      X=      0.00      0.25      0.50      0.75      1.00
0.00 0.5000  H=      100.00      75.25      50.50      25.74      0.99
      Q=      2.21      2.21      2.21      2.21      2.21
      T      CV      X=      0.00      0.25      0.50      0.75      1.00
1.00 0.4833  H=      100.00      75.25      50.50      25.74      1.06
      Q=      2.21      2.21      2.21      2.21      2.21
      T      CV      X=      0.00      0.25      0.50      0.75      1.00
2.00 0.4667  H=      100.00      75.25      50.50      25.81      1.14
      Q=      2.21      2.21      2.21      2.21      2.21
      T      CV      X=      0.00      0.25      0.50      0.75      1.00
3.00 0.4500  H=      100.00      75.25      50.56      25.88      1.22
      Q=      2.21      2.21      2.21      2.21      2.21
      T      CV      X=      0.00      0.25      0.50      0.75      1.00
4.00 0.4334  H=      100.00      75.30      50.62      25.96      1.32
      Q=      2.21      2.21      2.21      2.21      2.20
      T      CV      X=      0.00      0.25      0.50      0.75      1.00
5.00 0.4167  H=      100.00      75.36      50.69      26.05      1.43
      Q=      2.21      2.21      2.21      2.20      2.20
      T      CV      X=      0.00      0.25      0.50      0.75      1.00

```

6.00	0.4000	H=	100.00	75.38	50.78	26.14	1.55
		Q=	2.21	2.21	2.20	2.20	2.20
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
7.00	0.3833	H=	100.00	75.41	50.82	26.26	1.69
		Q=	2.20	2.20	2.20	2.20	2.20
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
8.00	0.3667	H=	100.00	75.43	50.88	26.35	1.84
		Q=	2.20	2.20	2.20	2.20	2.20
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
9.00	0.3500	H=	100.00	75.47	50.95	26.44	2.01
		Q=	2.20	2.20	2.20	2.20	2.20
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
10.00	0.3333	H=	100.00	75.51	51.02	26.59	2.22
		Q=	2.20	2.20	2.20	2.20	2.20
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
11.00	0.3166	H=	100.00	75.54	51.13	26.76	2.45
		Q=	2.20	2.20	2.20	2.20	2.20
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
12.00	0.3000	H=	100.00	75.62	51.27	26.96	2.73
		Q=	2.20	2.20	2.20	2.20	2.19
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
13.00	0.2833	H=	100.00	75.71	51.42	27.19	3.05
		Q=	2.20	2.20	2.20	2.19	2.19
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
14.00	0.2667	H=	100.00	75.79	51.60	27.46	3.43
		Q=	2.20	2.19	2.19	2.19	2.19
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
15.00	0.2500	H=	100.00	75.88	51.80	27.79	3.89
		Q=	2.19	2.19	2.19	2.19	2.19
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
16.00	0.2333	H=	100.00	75.99	52.03	28.16	4.46
		Q=	2.19	2.19	2.19	2.19	2.18
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
17.00	0.2167	H=	100.00	76.13	52.31	28.62	5.14
		Q=	2.19	2.19	2.18	2.18	2.18
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
18.00	0.2000	H=	100.00	76.29	52.66	29.20	6.00
		Q=	2.18	2.18	2.18	2.18	2.17
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
19.00	0.1834	H=	100.00	76.50	53.11	29.92	7.08
		Q=	2.18	2.18	2.17	2.17	2.16
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
20.00	0.1667	H=	100.00	76.77	53.67	30.84	8.49
		Q=	2.17	2.17	2.17	2.16	2.15
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
21.00	0.1500	H=	100.00	77.11	54.39	32.04	10.34
		Q=	2.17	2.16	2.16	2.15	2.14
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
22.00	0.1333	H=	100.00	77.55	55.34	33.64	12.87
		Q=	2.16	2.16	2.15	2.14	2.12
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
23.00	0.1167	H=	100.00	78.13	56.60	35.83	16.40
		Q=	2.15	2.14	2.14	2.12	2.09
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
24.00	0.1000	H=	100.00	78.93	58.35	38.90	21.54
		Q=	2.13	2.13	2.12	2.09	2.06
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
25.00	0.0833	H=	100.00	80.05	60.86	43.41	29.35
		Q=	2.11	2.11	2.09	2.06	2.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
26.00	0.0666	H=	100.00	81.69	64.57	50.33	41.81
		Q=	2.09	2.08	2.06	2.00	1.91
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
27.00	0.0500	H=	100.00	84.17	70.36	61.49	62.91
		Q=	2.05	2.04	2.00	1.92	1.76
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
28.00	0.0333	H=	100.00	88.13	79.84	80.60	100.78
		Q=	2.00	1.98	1.91	1.77	1.48

T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
29.00	0.0167	H=	100.00	94.81	96.37	115.39	171.66
		Q=	1.92	1.89	1.77	1.51	0.97
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
30.00	0.0000	H=	100.00	106.82	127.08	181.84	304.40
		Q=	1.79	1.73	1.51	1.01	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
31.00	0.0000	H=	100.00	129.92	187.28	310.32	310.74
		Q=	1.56	1.44	1.01	0.04	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
32.00	0.0000	H=	100.00	176.84	307.86	313.59	316.22
		Q=	1.14	0.89	0.03	0.02	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
33.00	0.0000	H=	100.00	274.65	301.13	313.76	316.43
		Q=	0.28	-0.22	-0.07	-0.02	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
34.00	0.0000	H=	100.00	224.07	280.68	303.99	311.31
		Q=	-1.53	-0.65	-0.27	-0.09	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
35.00	0.0000	H=	100.00	111.83	227.98	278.41	291.59
		Q=	-1.57	-1.53	-0.66	-0.25	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
36.00	0.0000	H=	100.00	109.04	115.38	216.70	245.82
		Q=	-1.53	-1.54	-1.47	-0.56	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
37.00	0.0000	H=	100.00	104.02	102.99	88.28	143.43
		Q=	-1.52	-1.47	-1.41	-1.18	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
38.00	0.0000	H=	100.00	94.80	78.88	34.74	-62.13
		Q=	-1.42	-1.39	-1.20	-0.82	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
39.00	0.0000	H=	100.00	76.32	29.77	-67.87	-70.56
		Q=	-1.28	-1.17	-0.83	-0.04	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
40.00	0.0000	H=	100.00	37.38	-66.98	-73.79	-73.60
		Q=	-0.94	-0.75	-0.04	-0.02	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
41.00	0.0000	H=	100.00	-41.08	-64.77	-72.71	-77.01
		Q=	-0.25	0.16	0.04	0.01	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
42.00	0.0000	H=	100.00	-1.98	-46.87	-67.99	-71.82
		Q=	1.22	0.52	0.20	0.07	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
43.00	0.0000	H=	100.00	90.55	-5.86	-46.08	-59.00
		Q=	1.27	1.23	0.53	0.19	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
44.00	0.0000	H=	100.00	92.73	87.57	2.40	-20.53
		Q=	1.25	1.26	1.20	0.46	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
45.00	0.0000	H=	100.00	96.72	97.47	109.48	62.72
		Q=	1.26	1.21	1.17	0.98	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
46.00	0.0000	H=	100.00	104.19	117.33	154.32	234.64
		Q=	1.18	1.17	1.00	0.69	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
47.00	0.0000	H=	100.00	119.62	158.79	239.95	243.51
		Q=	1.08	0.98	0.70	0.04	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
48.00	0.0000	H=	100.00	152.88	239.80	246.72	245.26
		Q=	0.79	0.64	0.04	0.02	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
49.00	0.0000	H=	100.00	218.59	239.77	245.11	249.92
		Q=	0.23	-0.12	-0.03	0.00	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
50.00	0.0000	H=	100.00	186.76	223.93	242.98	244.96
		Q=	-1.01	-0.43	-0.16	-0.05	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
51.00	0.0000	H=	100.00	107.87	190.42	223.84	236.04

		Q=	-1.07	-1.03	-0.45	-0.16	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
52.00	0.0000	H=	100.00	106.07	110.43	183.99	202.85
		Q=	-1.05	-1.07	-1.01	-0.39	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
53.00	0.0000	H=	100.00	102.77	102.19	92.04	132.72
		Q=	-1.08	-1.03	-1.00	-0.83	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
54.00	0.0000	H=	100.00	96.51	85.30	53.46	-15.26
		Q=	-1.01	-1.00	-0.86	-0.60	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
55.00	0.0000	H=	100.00	83.25	49.44	-20.13	-24.01
		Q=	-0.94	-0.84	-0.61	-0.04	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
56.00	0.0000	H=	100.00	54.23	-20.36	-27.07	-24.99
		Q=	-0.69	-0.56	-0.04	-0.02	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
57.00	0.0000	H=	100.00	-2.41	-21.48	-25.22	-30.12
		Q=	-0.21	0.10	0.02	0.00	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
58.00	0.0000	H=	100.00	24.40	-7.29	-24.54	-25.46
		Q=	0.87	0.36	0.13	0.04	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
59.00	0.0000	H=	100.00	93.25	21.01	-7.57	-18.97
		Q=	0.93	0.89	0.38	0.13	0.00
T	CV	X=	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
60.00	0.0000	H=	100.00	94.80	91.02	26.21	10.23
		Q=	0.91	0.93	0.87	0.34	0.00